

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Vibrace kabin zemních strojů
Vibrations of the Cabins Earhtmoving Machinery

Student:	Libor Pořízka
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Jan Blata

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Libor Pořízka**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R023 Technická diagnostika, opravy a udržování
Specializace: 70 Technická diagnostika, opravy a udržování
Téma: **Vibrace kabin zemních strojů**
Vibrations of the Cabins Earhtmoving Machinery

Zásady pro vypracování:

Působení nadměrných vibrací a hluku má nepopiratelný vliv na člověka, na jeho zdraví, pracovní pohodu, resp. jeho pracovní výkonnost. V bakalářské práci rozeberte problematiku konstrukce a vibrací kabin zemních strojů a jejich následné omezení. Proveďte provozní měření a tyto měření vyhodnoťte. V případě nadměrných vibrací navrhnete návrhy na zlepšení stávajícího stavu.

V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proveďte konkrétní provozní vyhodnocení.

Další bližší specifikace provede vedoucí bakalářské práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-02417-2

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

Podkladové materiály firem - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Blata**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 12.5.2011




.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 12.5.2011



podpis studenta

Libor Pořízka

Havířov, Šumbark-Okružní 1187/4c

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

POŘÍZKA, L. *Vibrace kabin zemních strojů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 54 s. Vedoucí práce: Ing. Blata, J.

Tato bakalářská práce se zabývá aplikací bezdemontážní diagnostiky, konkrétně vibrodiagnostiky a hlukové diagnostiky, na zemních strojích typu 323 D vyráběné firmou Caterpillar. V úvodní teoretické části jsou popsány základní pojmy z této oblasti a také z oblasti konstrukce kabin. V praktické části bylo provedeno měření efektivních hodnot vibrací, frekvenčních spekter a rozběhů ve vybraných bodech zemního stroje. Dále byla popsána použitá přístrojová technika, metodika a samotné vyhodnocení měření. Cílem této bakalářské práce je zjištění chování a porovnání těchto strojů, konkrétně rámu, protizávaží a kabiny a také stanovení hlučnosti v kabině samotné právě na základě předem zmíněných metod bezdemontážní diagnostiky.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

POŘÍZKA, L. *Vibrations of the Cabins Earhtmoving Machinery*. Ostrava: VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 54 p. Thesis head: Ing. Blata, J.

This bachelor work deals with applications of non-dismantling diagnostics, specifically vibration diagnostics and acoustic diagnostics for earthmoving machinery 323 D manufactured by Caterpillar. In introductive theoretical part of work there are described the main terms of this area and the constructions of cabins as well. In practical part was performed measurement of vibration effective values, frequency spectrums and start-ups at certain spots of earthmoving machinery. Then the instrumentation, methodics and measurement evaluation are described. The goal of this bachelor work is finding out machinery's behaviour and machinery comparing, specifically frame, counterweight, and cabin comparing and finding out noise level in cabin based on described non-dismantling diagnostic methods.

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk	9
1 ÚVOD	10
2 Vibrodiagnostika	11
2.1 Hlavní příčiny vibrací	11
2.2 Měřené veličiny.....	12
2.3 Rezonance	13
2.4 Snímače měření	14
2.4.1 Snímače zrychlení - akcelerometry.....	15
2.4.2 Snímače rychlosti.....	16
2.4.3 Snímače výchylky	16
2.5 Uchycení snímačů	17
3 Hluková diagnostika	18
3.1 Akustické veličiny.....	18
3.1.1 Akustický tlak	18
3.1.2 Akustický výkon	19
3.1.3 Intenzita zvuku.....	19
3.1.4 Decibelové stupnice v akustice - hladiny	19
3.2 Měřicí technika.....	20
4 Vibrace a jejich účinek na člověka	21
4.1 Působení vibrací na zdraví člověka.....	21
4.2 Povolené hodnoty vibrací.....	22
4.3 Legislativní opatření.....	22
5 Kabina obsluhy zemního stroje	23
5.1 Obecná charakteristika	23
5.2 Popis konstrukce kabin	23
5.3 Uložení kabin	23
5.3.1 Uložení kabiny bez odpružení	24
5.3.2 Uložení kabiny s odpružením	25
6 Struktura firem Phoenix-Zeppelin a Caterpillar	27
6.1 Phoenix-zeppelin.....	27
6.2 Caterpillar.....	28
6.2.1 Historie.....	28

6.2.2	Stroje Caterpillar	28
7	Aplikace měření vibrací a hluku na rypadle 323D	29
7.1	Popis pásového rypadla 323D	29
7.1.1	Popis.....	29
7.1.2	Uložení jednotlivých konstrukčních dílů rypadla k rámu.....	30
7.1.3	Charakteristika motoru	32
7.1.4	Charakteristika kabiny	32
7.1.5	Rozměry.....	34
7.1.6	Hlučnost.....	34
7.2	Měřené stroje.....	35
7.3	Měření vibrací	35
7.3.1	Měřicí technika	36
7.3.2	Volba umístění měřících bodů	36
7.3.3	Výsledky měření	39
7.4	Měření hluku	48
7.4.1	Měřicí technika	48
7.4.2	Měření	48
	Závěr	51
	PODĚKOVÁNÍ:.....	52
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	53

Seznam použitých symbolů a zkratek

a	zrychlení	[m.s ⁻²]
b	koeficient tlumení	[-]
ČSN ISO	česká statní norma převzata z normy mezinárodní	[-]
FFT	rychlá Fourierova transformace	[-]
FOPS	ochranná konstrukce od padajících objektů	[-]
f	frekvence vibrací	[Hz]
I	intenzita zvuku	[W.m ⁻²]
ISO	mezinárodní norma	[-]
k	tuhost pružiny	[N.m ⁻¹]
L _p	hladina akustického tlaku	[dB]
m	hmotnost tělesa	[kg]
POPS	ochranná konstrukce od padajících objektů	[-]
p	akustický tlak	[Pa]
v	rychlost vibrací	[m.s ⁻¹]
RMS	celková energie vibrací	[mm/s]
ROPS	ochranná konstrukce při převrácení	[-]
S	plocha	[m ²]
T	perioda - doba za jednu otáčku	[s]
y	výchylka vibrací	[m]
W	akustický výkon	[W]
\ddot{y}	druhá derivace výchylky	[m.s ⁻²]
\dot{y}	první derivace výchylky	[m.s ⁻¹]
W	akustický výkon	[W]
π	Ludolfovo číslo	[-]
\int	první integrál	[-]
ω	úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]

1 ÚVOD

V současné době ve většině technických odvětví se používají takové stroje, v nichž se vykonává rotační pohyb. Takováto strojní zařízení nelze vyrobit, aniž by nebyla doprovázena vibracemi. Samotné vibrace jsou nežádoucí jevy, které ovlivňují ve velké míře strojní zařízení, u nichž následně dochází zejména k častějším poruchám a zkrácení životnosti. Proto je zapotřebí sledovat a zaznamenávat velikost těchto vibrací.

K tomu nám slouží vibrodiagnostika, která umožňuje detekci, lokalizaci, ale také i specifikaci poruch. Čili umožní nám zjistit nejenom vznikající závadu, ale také stanovit konkrétní vadnou součást, či uzel a také určit z jakých důvodů tato porucha vznikla. Dále na základě rozborů měření lze určit nežádoucí rezonance a stanovení míry opotřebení strojního zařízení. Jednou z hlavních výhod vibrodiagnostiky je také možnost zjišťování budoucího stavu strojního zařízení. Tím jsme schopni následně určit prognózu zbytkové životnosti.

Na základě těchto možností vibrodiagnostiky je umožněno navrhnout plán údržby, plán případných oprav a předcházení havarijním stavům. To sebou přináší následně zvýšení spolehlivosti strojního zařízení, snížení stavu skladovaných náhradních dílů a s tím spojené náklady na minimum.

Vibrodiagnostika dnes již zastává široké pole působnosti. Používá se nejenom k diagnostice jako takové, ale také k vývoji, dokončování a optimalizaci konstrukčních prvků, popřípadě celých strojních zařízení. Vibrodiagnostika tudíž patří ve strojírenství k výrazným činitelům zajišťující zvyšování provozní spolehlivosti.

Hluková diagnostika, obdobně jako vibrodiagnostika, slouží ke zjištění technického stavu strojního zařízení, ale také umožňuje zjistit vliv působení hluku na zdraví člověka a tím i následně umožnit omezení nežádoucího hluku různými prostředky.

2 Vibrodiagnostika

Provoz všech strojů a technických zařízení je téměř vždy doprovázen mechanickým chvěním, kterými se v praxi nelze vyhnout. Mechanické kmitání je zapříčiněno dynamickými silami, které jsou způsobeny zejména pohonem, vůlí pohyblivých částí, opotřebením, nevývahou, nesouosostí, rázy atd. [1,2,3]

Vibrodiagnostika využívá vibrace jako diagnostického parametru, který nám umožňuje nejen objektivně posoudit technický stav rotujících strojů a také částí strojů, které jsou na ně vázané, ale také nám umožňuje zabránit vzniku rezonancím při provozu. Včasná detekce možné závady umožní strategické plánování nápravných opatření. [1,2,3]

Vibrace lze podle principu a funkce zařízení rozdělit do dvou kategorií:

- **Vibrace žádoucí**, které jsou z principu funkce důležité pro provoz, jako jsou třeba reproduktory, vibrační válce, vibrační kladiva atd.
- **Vibrace nežádoucí**, které vznikají od rotujících strojů. Takové vibrace jsou nežádoucí, protože jsou příčinou poruch strojů. Tím nám dochází ke zvyšování nákladů na opravu a údržbu. [2]

2.1 Hlavní příčiny vibrací

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [7]

- statická a dynamická nevyváženost
- rovnoběžná a úhlová nesouosost
- strukturální rezonance
- excentricita
- mechanická vůle
- uvolněný základ
- mechanická vůle na hřídeli
- prohnutá hřídel
- přídírání hřídele
- závada valivého ložiska
- závada kluzného ložiska
- závady na řemenových převodech
- závady na ozubených převodech

- závady na lopatkování strojů
- závady elektrických strojů
- závady strojů s vratným pohybem

2.2 Měření veličiny

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [3]

Kmitavý pohyb je popsán pohybovou rovnicí, která má tvar:

$$m \cdot \ddot{y} + b \cdot \dot{y} + k \cdot y = 0 \quad (1)$$

,kde m ...hmotnost tělesa [kg],

b ...koeficient tlumení [-],

k ...tuhost pružiny [N/m].

Z této pohybové rovnice můžeme vyčíst, že kmitání lze popsat 3 veličinami a to dráhou (výchylkou), rychlostí na této výchylce nebo zrychlením (dáno změnou rychlosti).

Výchylka: vyjadřuje okamžitou změnu vzdálenosti daného kmitajícího bodu od jeho klidové (statické) polohy

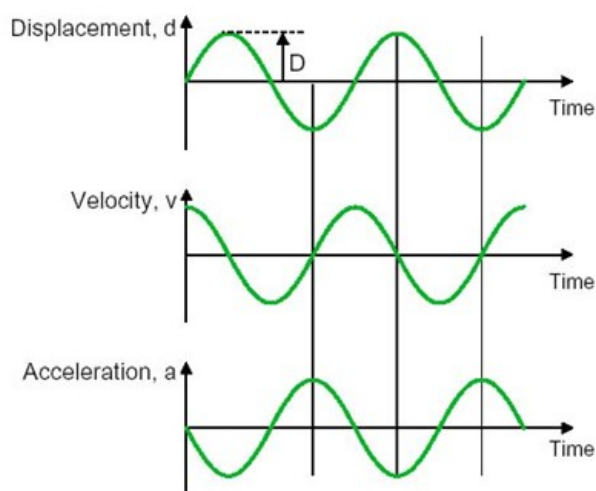
$$y = \int v \cdot dt = \frac{a}{4 \cdot \pi^2 \cdot f^2} \quad [\text{m}] \quad (2)$$

Rychlost: vyjadřuje změnu dráhy za čas

$$v = \int a \cdot dt = \frac{a}{2 \cdot \pi \cdot f} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

Zrychlení: vyjadřuje změnu rychlosti za čas

$$a = \omega \cdot v = \omega^2 \cdot y \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (4)$$



Obr. 1 Vyjádření závislosti veličin rychlosti, zrychlení a výchylky [15]

Dále jsou pro popis kmitavého pohybu důležité tyto veličiny:

Frekvence: fyzikální veličina, která udává počet opakování (počet kompletních cyklů) periodického děje za jednotku času

$$f = \frac{1}{T} \quad [\text{Hz}] \quad (5)$$

Fáze: vyjadřuje úhlovou vzdálenost neboli úhlový posun

Amplituda: je měřítkem pohybu a energie kmitající součásti a má následující vyjádření:

- **Špička-špička** (Peak to Peak) - též nazýván jako rozkmit a určuje vzdálenost mezi nejnižším a nejvyšším vrcholem vlny (dvojnásobek amplitudy)
- **Špička** (Peak) - je vzdálenost mezi maximem vlny a nulovou hodnotou
- **Střední hodnota** (Average) - udává průměrnou hodnotu amplitudy
- **Efektivní hodnota** (RMS-root mean square) - jde o nejčastější vyjádření, neboť z hlediska kvantitativního hodnocení amplitud nese s sebou informaci o velikosti energie. Z toho vyplývá, že je měřítkem nebezpečnosti a škodlivosti mechanického kmitání

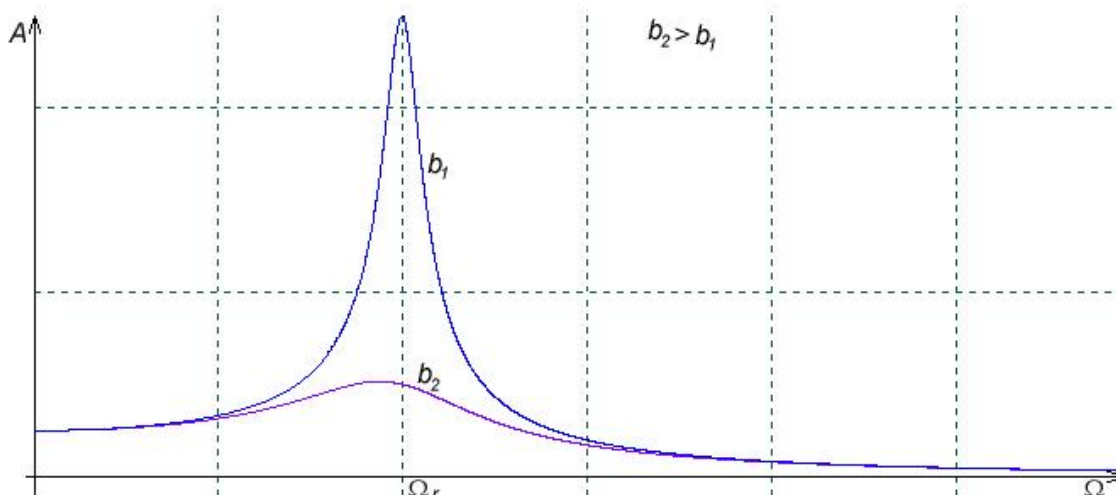


Obr.2 Popis měřených hodnot signálu [8]

2.3 Rezonance

Vniká pouze při nuceném kmitání. Nastává, je-li budící frekvence svou hodnotou blízká vlastní frekvenci dané soustavy (konstrukce, část stroje, atd.). Dojde-li k rezonanci, tak již při působení velmi malé budící síly může nabývat amplituda značně vysokých hodnot. Tím následně dochází v praxi k nežádoucím velkým vibracím a hlukům, které jsou příčinou různých technických poruch, popřípadě nežádoucího dopadu na zdraví člověka.

Rezonanci se zamezí tak, že se snažíme zajistit, aby frekvence budící síly byla odlišná od vlastní frekvence dané soustavy. Nejčastějším způsobem zamezení rezonance je změna vlastní frekvence soustavy, která je ovlivňována její tuhostí a hmotností. A právě díky konstrukčním změnám těchto parametrů jsme schopni změnit vlastní frekvenci soustavy tak, aby byla odlišná od budící frekvence. Důležitou úlohu zde hraje i tření, které je schopno redukovat vibrace při rezonanci, tzn. způsobuje tlumení.



Obr. 3 Vliv tlumení na velikost vibrací [9]

Zde v tomto grafu lze vidět, že čím větší je tlumení soustavy b , tím je rezonanční amplituda menší.

2.4 Snímače měření

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [1,3]

Měl by být vybrán co nejvhodnější snímač měření, který by zajistil, aby jeho výstupní signál co nejvíce odpovídal reálnému průběhu mechanického kmitání. Tato volba záleží na mnoha faktorech, z čehož vyplývá, že existuje velká řada snímačů měření.

Výběr vhodného snímače dle základních faktorů:

- na veličině vibrací, kterou měříme (veličiny rychlosti, zrychlení a výchylky),
- na velikosti frekvencí (pro nízké frekvence se používají snímače výchylky, pro velké frekvence se používají snímače zrychlení-mají jinou citlivost),
- na tom, jestli se provádí měření absolutních nebo relativních vibrací.

Snímače pro monitorování vibračního stavu rozdělujeme do dvou základních skupin:

- **seizmická zařízení** - běžně se montují na konstrukci stroje, přičemž jejich výstup je mírou absolutních vibrací dané nerotující části konstrukce,
- **snímače relativní výchylky** - měří výchylku vibrací a střední polohu vzhledem k rotujícím a nerotujícím částí stroje.

Jak již bylo zmíněno, kmitavý pohyb lze popsat třemi veličinami a to výchylkou, zrychlením a rychlostí a tudíž podle těchto veličin rozeznáváme následující snímače.

2.4.1 Snímače zrychlení - akcelerometry

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [1,3,4]

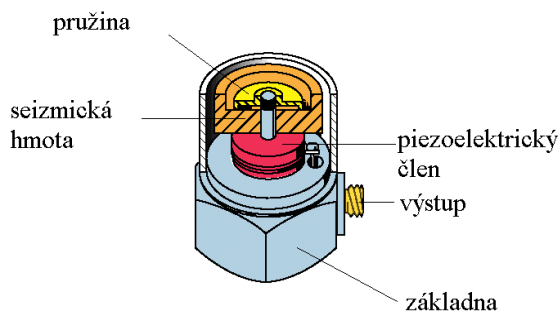
Jsou to seizmická zařízení. Vytvářejí výstupní signál, který je úměrný mechanickému vibračnímu zrychlení měřeného tělesa. Tento výstupní signál může být dále zpracován tak, aby vyjadřoval libovolnou veličinu, jako je rychlost a výchylka. Z tohoto důvodu patří tyto snímače mezi nepoužívanějšími.

Montují se na nerotující části stroje a jsou dostupné s různými rezonančními frekvencemi (zpravidla od 1 kHz a výše). Mají velký dynamický a frekvenční rozsah. Jeho výhodou je použití měření na malých objektech, které mají malou montážní plochu, dále pak při měření, kde je dosahováno vysokých teplot prostředí a silných magnetických polí.

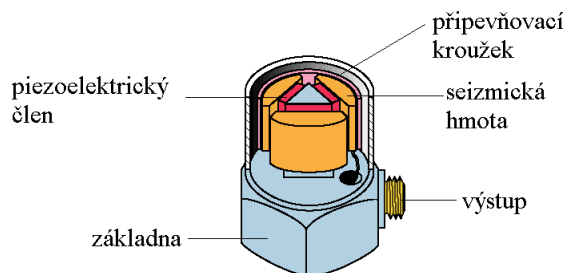
Nejčastější provedení akcelerometrů je pomocí krystalů z piezoelektrického materiálu, tzv. piezoelektrické akcelerometry. Takovéto snímače obsahují jeden nebo více piezoelektrických elementů. Princip je založen na tom, že při deformaci vzniká v krystalu elektrický náboj, který je úměrný zrychlení vibrací. Z důvodu že tento elektrický signál je velmi slabý, je potřeba předzesilovačů. Ty zajistí, že elektrický signál při malých zrychlení dosáhne velkých hodnot.

Rozeznáváme dva druhy piezoelektrických snímačů:

- *tlakové,*
- *smykové.*



Obr. 4 Tlakový akcelerometr [3]



Obr. 5 Smykový akcelerometr [3]

Dalšími druhy akcelerometru jsou piezorezistivní a tepelné akcelerometry.

Piezorezistivní akcelerometry se liší od piezoelektrických tím, že nemají piezoelektrický krystal, nýbrž piezorezistivní materiál, který převádí sílu, způsobující zrychlování hmoty, na změnu odporu. Tepelné akcelerometry měří pohyb pomocí přenosu tepla a svou konstrukcí patří k nejspolehlivějším snímačům zrychlení.

2.4.2 Snímače rychlosti

„Je snímač, jehož výstup lze integrovat na výchylku vibrací. Snímač rychlosti je seizmické zařízení, které generuje napěťový signál úměrný mechanické vibrační rychlosti tělesa. Obecně se snímače rychlosti montují na stacionární (nerotující) konstrukci stroje. Typický snímač rychlosti vibrací má uvnitř snímače cívku, která vlivem vibrací kmitá v poli permanentního magnetu.“ (Helebrant, Ziegler, 2006, s. 21)



Obr. 6 Skutečné provedení rychlostního snímače - Model 797 [10]

2.4.3 Snímače výchylky

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [1]

Výstup tohoto snímače je přímo úměrný relativní výchylce vibrací, která je mezi rotujícími a nerotujícími částmi stroje (orbitální analýza). Jedná se o bezdotykové zařízení, které je schopno přímo naměřit vibrační výchylku rotujícího hřídele vůči objektu, který je ve stacionární poloze (ložisko, skříň stroje).

Převážná většina těchto používaných snímačů pracuje na principu vířivých proudů. Jednou z hlavních částí snímačů je cívka, kterou prochází vysokofrekvenční střídavý proud, přičemž právě díky tomuto proudu cívka generuje vysokofrekvenční magnetické pole. Jsou-li do tohoto pole vloženy jakékoliv elektricky vodivé materiály, jsou právě v tomto materiálu generovány vířivé proudy, přičemž tyto vířivé proudy berou energii z vysokofrekvenčního magnetického pole.



Obr. 7 Skutečné provedení bezkontaktního snímače dráhy pracujícího na principu vířivých proudů - PR 6422 [11]

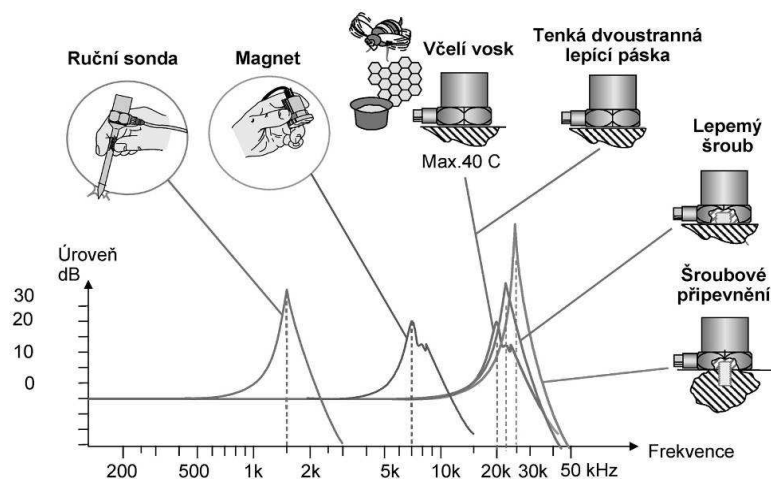
2.5 Uchycení snímačů

Aby bylo dosaženo správného měření vibrací, musí se zajistit co nejlepší mechanický kontakt snímače s povrchem, který měříme. Tím zajistíme nejlepší přenos měřeného signálu na snímač. Při nevhodném uchycení dochází ke snížení rezonanční frekvence snímače a tím se výrazně zmenšuje i jeho frekvenční rozsah, v němž může měřit. Možnostmi mechanického připevnění snímačů se blíže zabývá norma ČSN ISO 5348. [3]

Nejvhodnější uchycení snímačů je pomocí pevného šroubového spoje, který umožňuje maximální využití frekvenčního rozsahu snímače. Tento spoj může být ještě vylepšen tím, že se mezi stykovými plochami nanese vrstva tenké silikonové vazelíny.

Dalšími možnostmi uchycení snímačů může být včelí vosk (pouze do teplot 40°C, malých hmot snímačů, rezonanční frekvence až 29 kHz), magnet (jednoduchá manipulace, avšak velké snížení rezonanční frekvence), lepení (základní rezonanční frekvence 10 kHz, kvalitní lepidla až 28 kHz), oboustranná lepicí páska (pro malé hmoty snímačů) a dotyková sonda. [2,4]

Dotyková sonda je výhodná tím, že umožňuje rychlou změnu polohy snímače. Tento způsob uchycení ovšem nejvíce snižuje rezonanční frekvenci snímače až na 2 kHz. Používá se pouze k orientačnímu měření. [2]



Obr. 8 Vliv uchycení snímačů na frekvenční rozsah snímače [6]

3 Hluková diagnostika

Hluk je v oblasti technické diagnostiky využíván jako nositel informací, díky kterých jsme schopni odhalit technický stav strojního zařízení.

Specifické zdroje hluku mohou být:

- převodovky, záběry zubů, mechanické rázy,
- ložiska, poškození vnitřních a vnějších kroužků, kuliček ložiska,
- spalovací motory a kompresory,
- mechanismy strojů,
- elektrické točivé stroje, ventilátory motorů, tření kartáčů,
- transformátory. [13]

Hluk je definován jako nežádoucí zvuk v oblasti slyšitelných frekvencí 20 Hz - 20 kHz. Frekvence pod touto hranicí nazýváme infrazvuk a frekvence nad touto hranicí nazýváme ultrazvuk. [3]

Hlavním úkolem hlukové diagnostiky je lokalizace a odstranění nežádoucího přílišného hluku a odhalení závad na strojních zařízeních. Proti hluku se bojuje jak přímou cestou redukcí hluku ve strojích, tak i pomocí izolačních metod. [3]

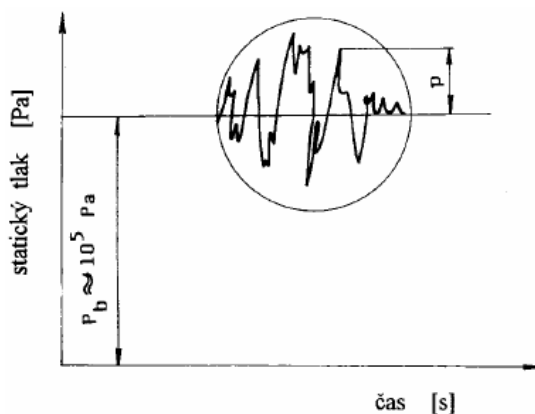
3.1 Akustické veličiny

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [13]

3.1.1 Akustický tlak

$$p \text{ [Pa = Nm}^{-2}\text{]}$$

Je hodnota, která je dána rozdílem okamžitého celkového tlaku v daném bodě zvukového pole a statického tlaku. Akustický tlak se udává v efektivní hodnotě.



Obr. 9 Časový průběh okamžité hodnoty celkového tlaku [13]

3.1.2 Akustický výkon

$$W = I \cdot S \quad [\text{W}] \quad (6)$$

Akustická energie šířená vzduchem

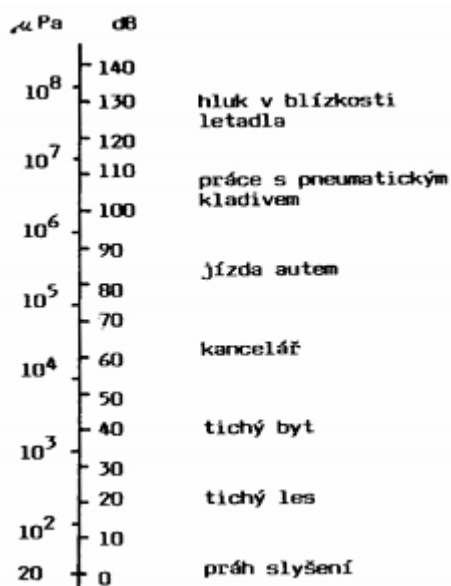
3.1.3 Intenzita zvuku

$$I = \frac{W}{S} = p \cdot v \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (7)$$

Intenzita zvuku je určena energií W za 1 sekundu na jednotku plochy S 1 m^2 , která je kolmá k šíření vln. Intenzitu zvuku chápeme jako vektor.

3.1.4 Decibelové stupnice v akustice - hladiny

Z důvodu velkého rozsahu frekvenčního pásma se zavedla logaritmická jednotka dB



Obr. 10 Hladiny akustického tlaku a akustický tlak v různých prostředí [13]

3.2 Měřicí technika

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [3]

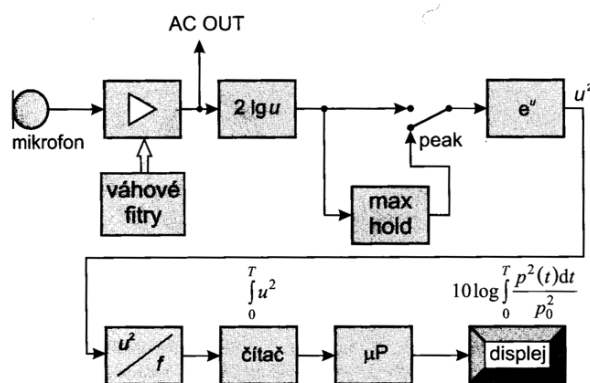
V dnešní době se nejčastěji setkáváme s hlukoměry a sondy intenzity hluku

Hlukoměr

Elektronické měřicí zařízení, které slouží k zachycení zvuku a k objektivnímu měření jeho hladin.

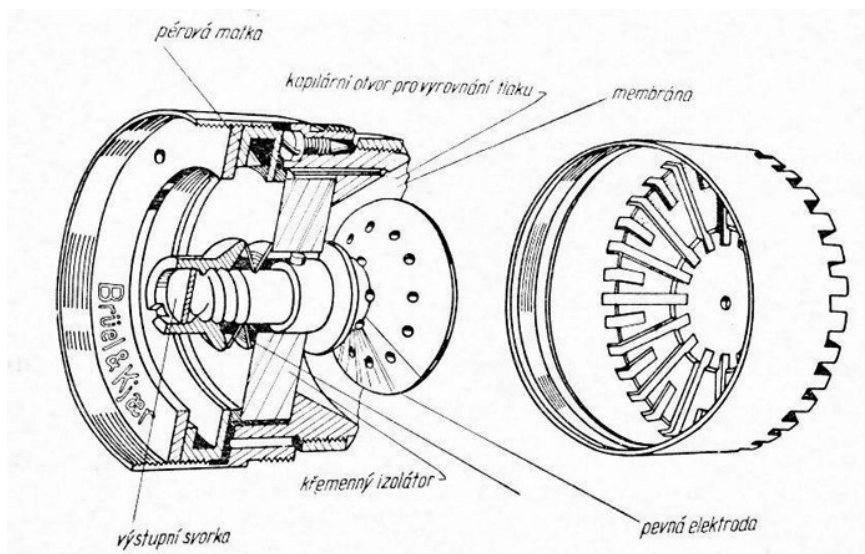
Zařízení obsahuje základní komponenty:

- mikrofon,
- ústrojí pro zpracování signálu,
- indikační zařízení.



Obr. 11 Blokové schéma zvukoměru [13]

Z hlukoměrů je nejčastěji používán měřicí kondenzátorový mikrofon a to pro jeho lineární charakteristikou v celém slyšitelném pásmu a také dobrou časovou stabilitou



Obr. 12 Měřicí kondenzátorový mikrofon [3]

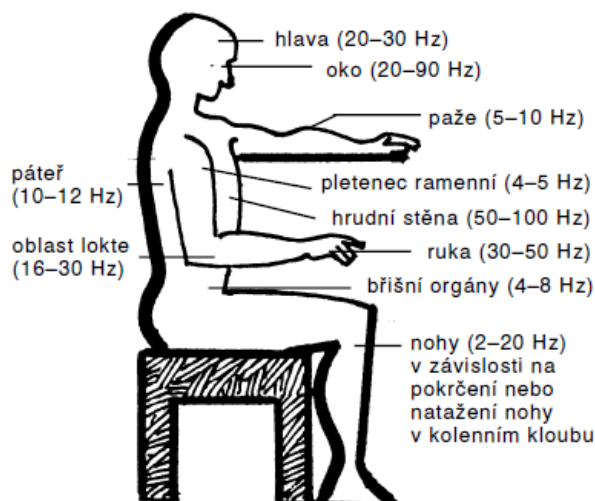
4 Vibrace a jejich účinek na člověka

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [14]

4.1 Působení vibrací na zdraví člověka

Je známo, že u každé části těla dochází k rezonanci při jiné frekvenci. Při těchto frekvencích dochází v orgánech a tkáních k zesílení účinků, které na ně negativně působí. Účinek je vázán na druh vibrací, které následně dělíme dle způsobu přenosu:

- celkové vibrace, které jsou přenášeny na sedícího či stojícího člověka z vibrujícího sedadla nebo plošiny, způsobují rezonance částí těla či tkání, zvýšené napětí svalů, které udržují tělo ve stabilní poloze, a dále pak také způsobují nežádoucí působení na páteř;
- celkové vibrace v budovách – působí zejména rušivě, a to i když se nepřenášejí přímo. Stačí např. pohyb zavěšených předmětů apod.;
- celkové vertikální vibrace o frekvenci nižší než 1 Hz, zvláště pak o kmitočtu 0,3 – 0,6 Hz. Takovéto vibrace vyvolávají tzv. kinetózy, které se projevují především nevolností, bledostí, zvracením apod.;
- místní vibrace, které se přenášejí na ruce při práci s nástroji, které vibrují, jsou nejčastější a ze zdravotního hlediska nejzávažnější. Způsobují poškození:
 - a) kostí, kloubů, šlach a svalů,
 - b) onemocnění cév,
 - c) postižení nervů;
- místní vibrace přenášené zvláštním způsobem, které působí na část těla, ke kterému zdroj vibrací přiléhá a kam se vibrace přenášejí. Např. křovinořez – stehno, malá pánev; motorový nosič – páteř, apod.



Obr. 13 Frekvence, při nichž dochází k rezonanci [14]

Vibrace se nejčastěji hodnotí pomocí:

- směnová vážená efektivní hodnota zrychlení, která je vyjádřena v m.s^{-2} za 8 hodin,
- směnová vážená hladina zrychlení vibrací, která je vyjadřována v decibelech (dB) za 8 hodin.

4.2 Povolené hodnoty vibrací

Maximální hodnota pro vibrace přenášené na ruce je 123 dB za 8 hodin (směnu) nebo $1,4 \text{ m.s}^{-2}$ za 8 hodin. Tyto vibrace jsou určeny tak, že při jejich splnění nedojde při každodenní práci k poškození zdraví po dobu zhruba 42 let. Například hodnoty 137 dB za 8 hodin nebo $7,1 \text{ m.s}^{-2}$ se nesmí překročit ani krátkodobě, protože hrozí i při expozici nižší než 20 minut poškození zdraví.

4.3 Legislativní opatření

Z hlediska vibrací upravuje hygienické požadavky:

- vyhláška č. 13/1977 Sb., pojednávající o ochraně zdraví před nežádoucími účinky hluku a vibrací;
- vyhláška č. 261/1997 Sb. stanovující práce a pracoviště, které jsou zakázané všem ženám, zejména ženám těhotným a matkám do konce devátého měsíce po porodu. Také stanovuje práce a pracoviště zakázané mladistvým a podmínky, za nichž mohou mladiství výjimečně tyto práce vykonávat z důvodů přípravy na povolání.

Hygienické předpisy:

- hygienický předpis č. 53, sv. 46/1980 stanovující směrnice, jimiž se stanoví způsob měření a hodnocení vibrací;
- hygienický předpis č. 41, sv. 37/1977 stanovující nejvyšší přípustné hodnoty hluku a vibrací;
- ČSN ISO 5349 Směrnice pro měření a hodnocení expozice vibracím přenášeným na ruce.
- ČSN ISO 2631-1 Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím v kmitočtovém rozsahu 1 – 80 Hz;
- ČSN ISO 2631-2 Nepřerušované vibrace a rázy v budovách v kmitočtovém rozsahu 1 – 80 Hz;
- ČSN ISO 2631-3 Hodnocení expozice celkovým vertikálním vibracím ve směru osy z, v kmitočtovém rozsahu 0,1 – 0,63 Hz;

5 Kabina obsluhy zemního stroje

5.1 Obecná charakteristika

Kabina tvoří pracovní prostředí obsluhy. Kvalita řešení kabiny výrazně ovlivňuje pracovní nasazení a výkonnost řidiče, ale také především jeho zdraví. Odpružení sedadla, ergonomické uspořádání ovládacích prvků a velká prosklená plocha jsou jen některé z mnoha potřebných vlastností, které zajistí maximální efektivitu, bezpečnost a komfort obsluhy. Mnohé z nich jsou potřebné ke splnění přísných norem a často jsou také předmětem konkurenčního boje.

5.2 Popis konstrukce kabin

Konstrukce kabiny strojů je ve většině případů zhotovena z ocelových profilů a vyliisovaných ocelových plechů, které jsou následně spolu ručně či automaticky svařeny. Kabina je obvykle vyrobena tím způsobem, že je tvořena dnem a střechem, které jsou následně spojeny ocelovými sloupky. Podle počtu sloupků pak hovoříme o kabinách čtyřsloupkových, pětisloupkových atd.. Kabiny jsou nejčastěji provedeny jako čtyřsloupkové, jejichž velkou devizou je zajištění maximálního výhledu při zachování její dostatečné pevnosti a tuhosti.

Kabiny mají dle nebezpečnosti pracovního prostředí splňovat různá kritéria. Za nebezpečné prostředí můžeme považovat takové, kdy hrozí riziko převrácení stroje či pádu nebezpečných objektů na pracovní stroj. Pak hovoříme o kabinách s konstrukcí ROPS, FOPS nebo FOGS.

ROPS - kabina s tímto typem konstrukce má chránit obsluhu při převrácení stroje. Tato konstrukce musí splňovat normu ISO 3471:1994. [12]

FOPS - kabina s touto konstrukcí musí chránit obsluhu před padajícími předměty a musí splňovat normu ISO 3449:1992 Úroveň II. [12]

FOGS - úkol této konstrukce je stejný jako u FOPS, čili ochrana před padajícími předměty. Ovšem musí splňovat normu ISO 10262. [12]

5.3 Uložení kabin

Úkolem kabiny je nejenom ochrana a zabezpečení před vnějšími vlivy, jako jsou např. rozmary počasí či padající předměty, ale také zabránění vibrací a hluku, které negativně působí na zdraví a výkonnost obsluhy. Vibrace jako takové vznikají ze samotného pojezdu a činnosti stroje (např. vibrace od motoru). Proto je zapotřebí kabinu pružně oddělit od rámu stroje tak, aby přenos těchto nežádoucích vibrací byl co

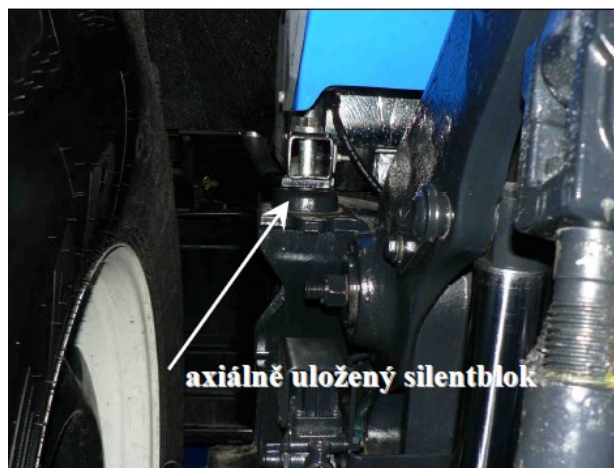
nejvíce omezen. Kabiny bývají uloženy zpravidla na čtyřech místech, ovšem jsou i konstrukce, kde kabina je uložena pouze ve třech bodech.

Způsoby uložení kabin:

- bez odpružení,
- s odpružením.

5.3.1 Uložení kabiny bez odpružení

Takovéto uložení se realizuje pomocí silentbloků. Jedná se o konstrukčně nejjednodušší uložení kabiny, kdy se mezi rám a kabinu vkládá pružný element. Velkou výhodou silentbloků je, že dokážou přenášet síly všemi směry a tím jsou schopné vést kabinu bez dalších konstrukčních prvků. Silentbloky mohou být uloženy ve směru axiálním i radiálním. Z důvodu, že tento typ uložení nepříliš dokonale eliminuje přenos vibrací na kabinu, je zpravidla tato kabina vybavena aktivně odpruženou sedačkou.



Obr.14 Uložení kabiny pomocí silentbloku - axiální uložení [5]



Obr. 15 Uložení kabiny pomocí silentbloku - radiální uložení [5]

5.3.2 Uložení kabiny s odpružením

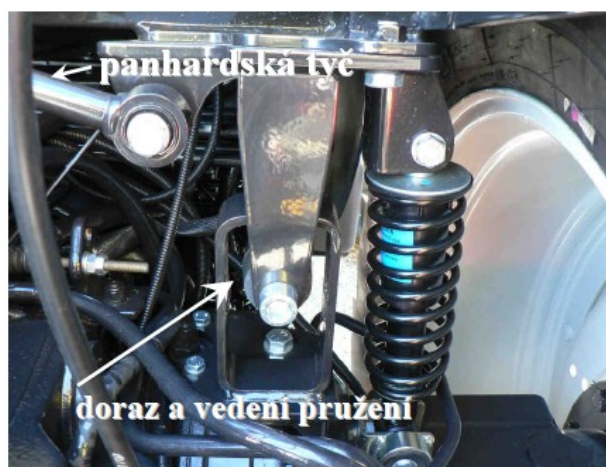
Typy odpružení:

- mechanické
- pneumatické

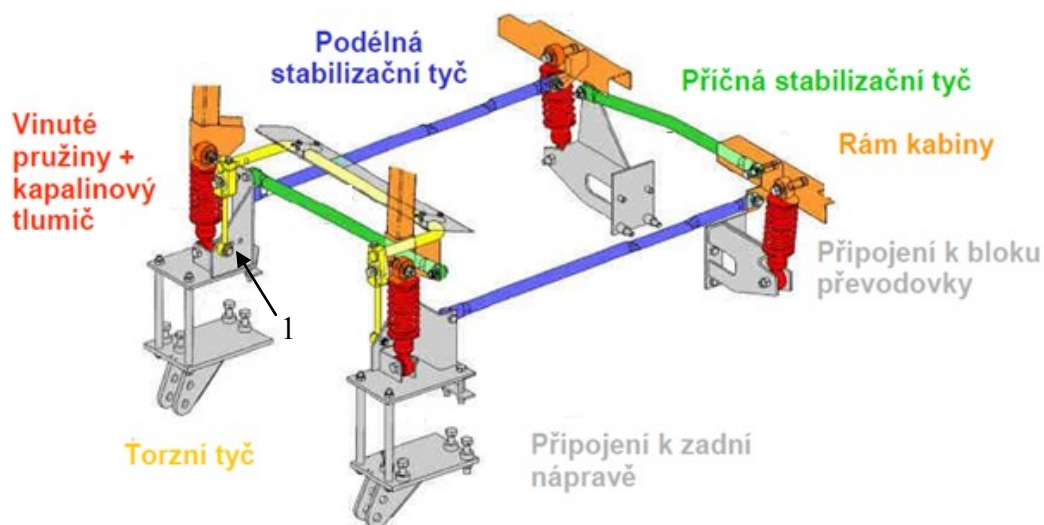
Mechanické odpružení

Mechanické odpružení je realizováno pomocí vinuté pružiny s kapalinovým tlumičem. Tento způsob uložení je schopen velké eliminace vibrací přenášených do kabiny. Nevýhodou odpružení je, že nedokáže vést kabinu, čili jedná se pouze o pružící a tlumící element, který není schopen přenášet síly mezi kabinou a rámem. Proto je nutné při odpruženém uložení kabin používat stabilizační a torzní tyče, které zajistí potřebnou stabilitu kabiny.

Na Obr. 17 je celkové provedení uložení a odpružení kabiny, které umožňuje změnu nastavení tuhosti odpružení. Změna tuhosti odpružení se nastavuje horizontálním posunutím uchycení (člen 1 na Obr. 17).



Obr. 16 Odpružení kabiny pomocí teleskopických tlumičů a vinuté pružiny [5]

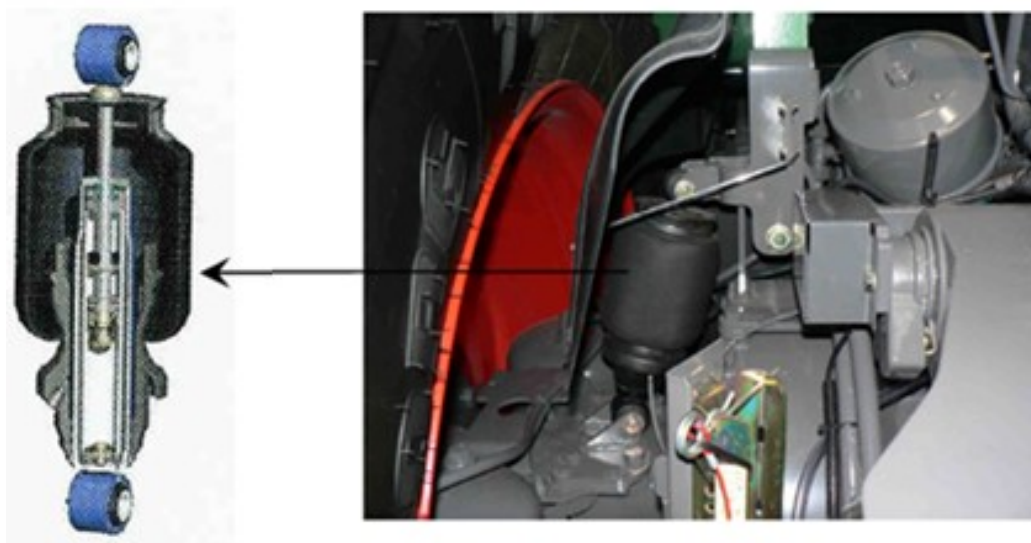


Obr. 17 Celkové provedení uložení kabiny pomocí mechanického odpružení [5]

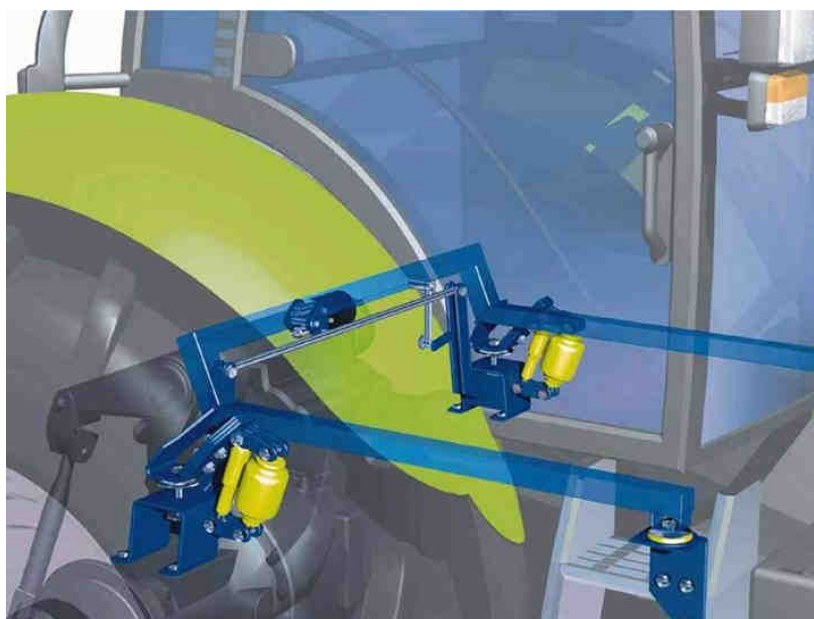
Pneumatické odpružení

Konstrukčně se jedná o stejné provedení jako u konstrukce s odpružením pomocí vinuté pružiny a tlumiče. Rozdílem je pouze nahrazení vinuté pružiny vzduchovým měchem. Zpravidla kapalinový tlumič a vzduchový měch tvoří jeden celek z důvodu snížení zástavbové plochy. Velká výhoda vzduchového měchu je, že dokáže zachytit i vibrace s vyššími frekvencemi oproti použití vinuté pružiny, která toho není schopná. Další významnou výhodou je možnost výškové regulace a tuhosti vzduchového měchu za pomoci kompresoru, přepouštěcích ventilů a čidla polohy kabiny.

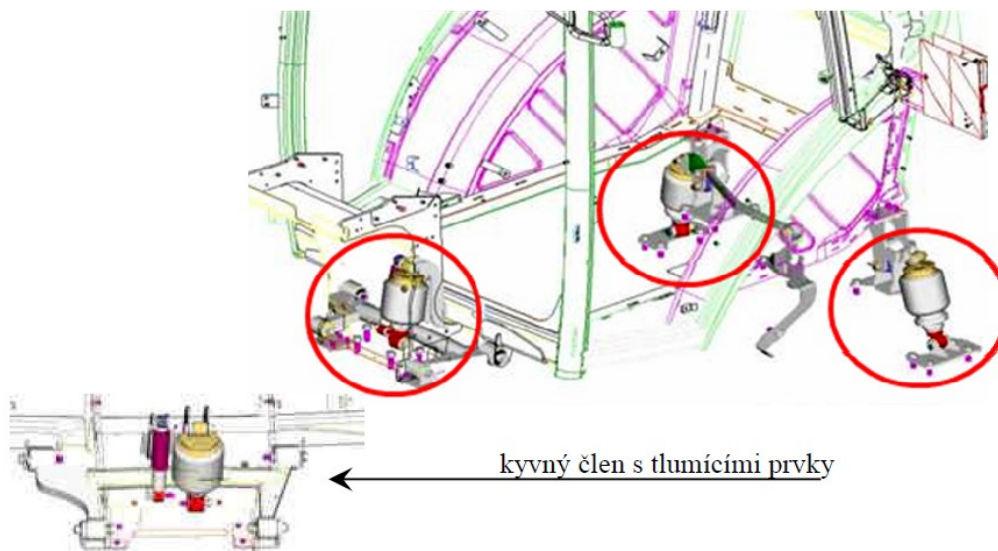
Kapalinový tlumič se může dále nahradit za elektrohydromagnetický, který umožňuje nastavení tuhosti odpružení.



Obr. 18 Zabudování kapalinového tlumiče do vzduchového měchu [5]



Obr. 19 Pneumatické odpružení kabiny [5]



Obr. 20 Tříbodové uchycení kabiny pomocí vzduchového odpružení [5]

6 Struktura firem Phoenix-Zeppelin a Caterpillar

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [12]

6.1 Phoenix-zeppelin

Společnost Phoenix-Zeppelin, spol. s r.o. je přední firmou v oblasti trhu stavebních a zemních strojů, manipulační techniky a energetických systémů v České republice. Je součástí združení Zeppelin GmbH, který se zaměřuje na stavební a zemní stroje, energotechniku a síla.

V současné době vyjma strojů a energetických zařízení značky Caterpillar nabízí tato firma i produkty dalších společností, jako jsou vibrační a hutnicí technika Weber MT, zemědělské stroje Challenger, manipulační technika Hyster, drticí a třídicí technika značky MFL a další. Společnost Phoenix-Zeppelin provozuje také svou půjčovnu stavebních strojů a zařízení The Cat Rental Store a dále pak také umožňuje pronájem manipulační techniky Hyster. Mezi dalšími z nabídky společnosti Phoenix-Zeppelin je prodej použitých strojů a zařízení.

Významnou a důležitou součástí společnosti je také Divize Energetické systémy věnující se realizací systémů vysoce spolehlivého záložního napájení, jako jsou např. energocentra, dočasné napájecí zdroje či různé typy záložních zdrojů.

6.2 Caterpillar

6.2.1 Historie

Firma Caterpillar byla založena v roce 1925 sjednocením dvou továren pánů Besta a Holta pod názvem Caterpillar Tractor Co, který z prvopočátku vyráběl motorové pásové traktory. V dobách finanční krize 30. let přišel Caterpillar jako první s dieselovým pohonem, jehož účelem bylo ušetřit náklady na palivo a tím zajistit nejdůležitější požadavek zákazníka.

1950 byla založila sesterská společnost ve Velké Británii a tím následně byla započata jeho mezinárodní expanze. Další země následovaly v rychlém sledu - roku 1954 vkročil Caterpillar do Brazílie, v roce 1955 do Austrálie. V roce 1956 se prodala původní továrna ve Velké Británii a založena nová v Glasgow ve Skotsku. V témže roce byla rovněž založena kanadská společnost. Také se měnil a rozšiřoval sortiment strojů, kdy v roce 1959 byl představen první kolový nakladač Caterpillar, který nesl označení 944. Roku 1963 pak k tomuto typu přibýly dále ještě typy 988 a 966 a v roce 1962 se objevily terénní nákladní vozidla 769 s nosností dosahující až 35 tun.

Šedesátá léta znamenala pro Caterpillar hospodářský rozkvět, kdy došlo k růstu poptávky po surovinách a k rozsáhlému budování infrastruktury.

I přes nejistý ekonomický vývoj a sílící konkurenci si Caterpillar stále uchovává vůdčí pozici a nabízí prvotřídní a spolehlivé produkty a také služby. Díky rozsáhlé síti různých dealerů prostoupil téměř do celého světa a je jedním z dokonalých příkladů skutečně globální značky.

6.2.2 Stroje Caterpillar

Nabízí komplexní nabídku stavebních a silničních strojů, motorů a příslušenství. Dále také v její nabídce najdeme frézy a válce, pro veškeré potřeby specializované silniční techniky.

Zemní a stavební stroje:

- Rypadla (pásová, kolová)
- Nakladače (smykem řízené, pásové kolové, teleskopické manipulátory)
- Rypadlo-nakladače - Všestranné rýpací a nakládací stroje mají ve výbavě robustní konstrukci zdvihových ramen nakládací lopaty umožňující vyvinout vysoké vylamovací síly. Podkop s teleskopickou násadou je uložený posuvně
- Dampry (kloubové, pevné)
- Grejdry - slouží výhradně pro přesun těžkých materiálů

- Skejpry (standardní, dvoumotorové, elevátory) - Používají se při stavbě letišť, hrází, dálnic, kolejových tras, v pozemním stavitelství. Jednoduše všude tam, kde je třeba vyklidit velké plochy se snadno rozpojitelnou půdou a se vzdáleností převozu do 1,2 km.
- Truboukladače - Používají se ke každé stavbě, kde je potřeba ukládat velké trubky
- Dozery (pásové, kolové, kompaktní)

Silniční stroje:

- Válce (tandemové vibrační, tahačové) - pro práce na zhutňování půdy a asfaltu.
- Frézy (stabilizační, silniční) - používají se při stavbě silnic a velkých ploch, na opravy a obnovy obkladu.
- Finišery (kolové, pásové) - jejich úkol je kompletace práce strojů k stavbě silnic

7 Aplikace měření vibrací a hluku na rypadle 323D

7.1 Popis pásového rypadla 323D

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [12]

7.1.1 Popis

Slouží pro nejnáročnější zemní práce, nejčastěji pro hloubení a pro přesun zemního materiálu. Pásové rypadlo 323D disponuje z důvodu velkého kombinovaného namáhání v krutu a ohybu speciálním pásovým podvozkem ve tvaru "X". Jeho velkou předností je motor C6.4 s technikou Acert, která zajišťuje velmi vysokou výkonnost při mimořádně nízkých emisích. Jedná se o řadový šestiválcový motor se zdvihovým motorem 6,4 litrů. Vysoký potenciál motoru je podpořen kvalitní planetovou převodovkou. Rypadlo 323 D užívá hydraulického systému "Cross Sensing" se dvěma čerpadly, které zajišťují maximální produktivitu díky rychlejšímu pohybu pracovního stroje a otáčení nástavby stroje.

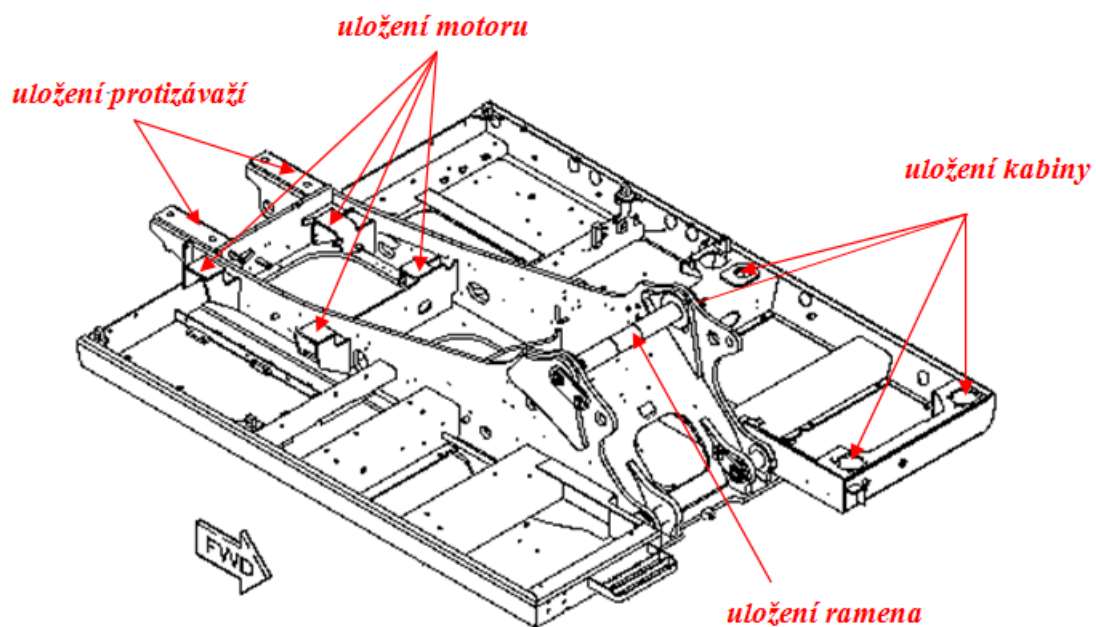
To vše je ovládáno z multifunkční komfortní kabiny obsluhy s ohledem na ergonomii, maximální výhled na pracoviště a pracovní nástroje.

To vše dělá z rypadla 323D nejmodernější, nejvýkonnější a nejekonomičtější stroj ve své kategorii.

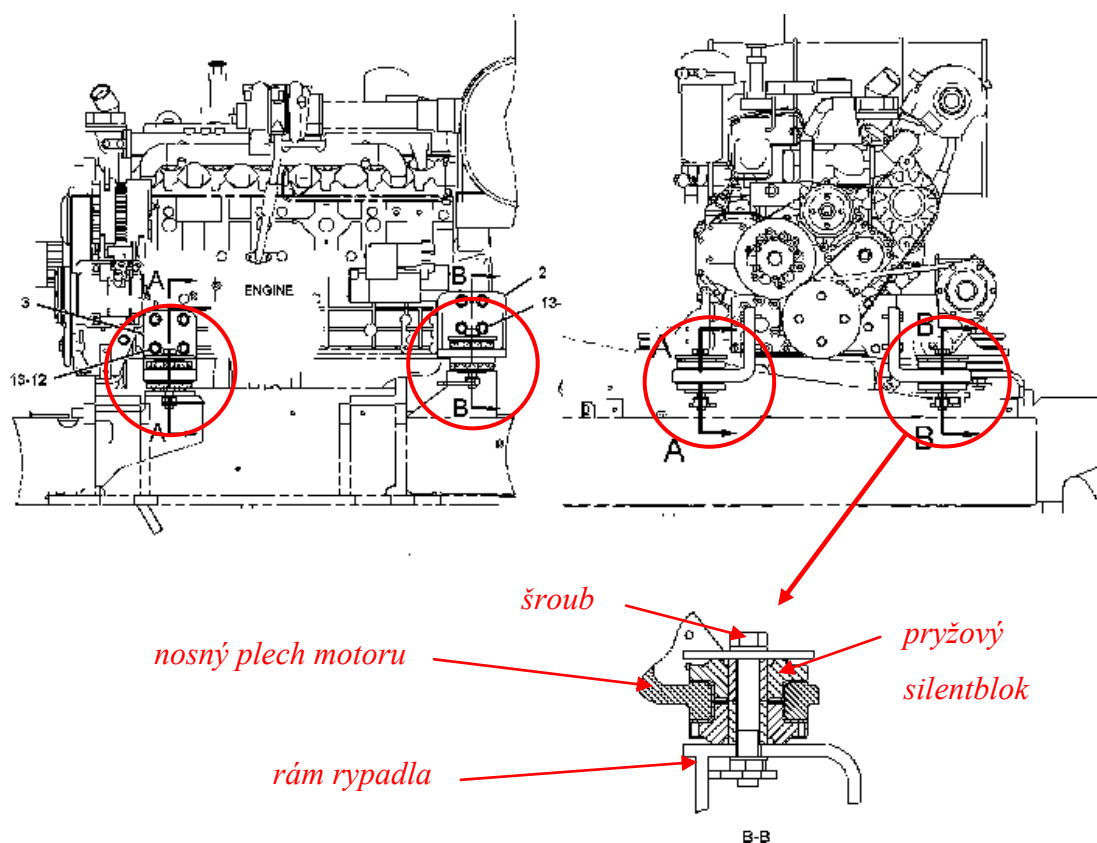


Obr. 21 Boční pohled na rypadlo 323D [12]

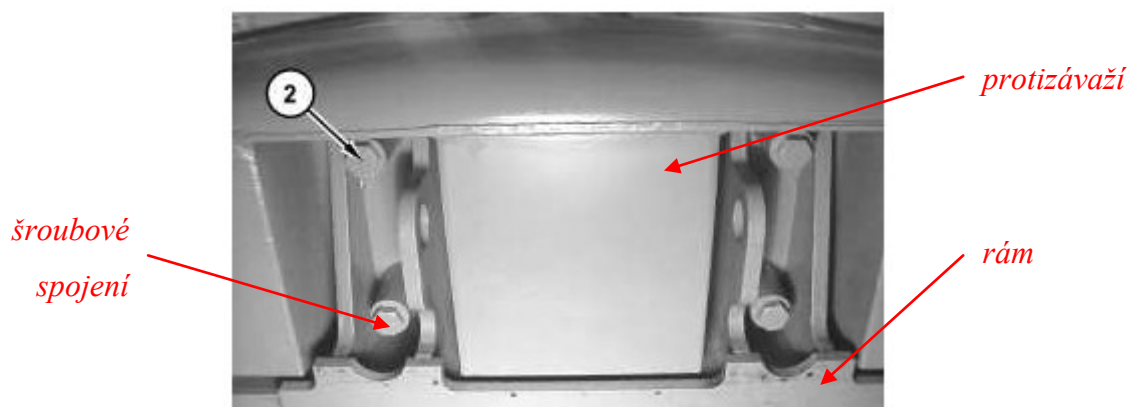
7.1.2 Uložení jednotlivých konstrukčních dílů rypadla k rámu



Obr. 22 Rám rypadla 323D [16]



Obr. 23 Uložení motoru [16]



Obr. 24 Uložení protizávaží - pohled zespoda [16]

7.1.3 Charakteristika motoru

Čistý výkon na setrvačnicku při 1800 ot/min dle ISO 9249 je 110 kW/150 k

počet válců 6

Zdvihový objem 6,4 litru

Režimy otáček

Tab. 1 Režimy otáček motoru [16]

volnoběžné otáčky	1000 ot/min
1. stupeň pracovních otáček	1100 ot/min
2. stupeň pracovních otáček	1200 ot/min
3. stupeň pracovních otáček	1300 ot/min
4. stupeň pracovních otáček	1470 ot/min
5. stupeň pracovních otáček	1590 ot/min
6. stupeň pracovních otáček	1700 ot/min
7. stupeň pracovních otáček	1800 ot/min
maximální otáčky	1900 ot/min

Jmenovité hodnoty se až do nadmořské výšky 2300 m nemění, nad 2300 m dochází automaticky k poklesu jmenovitých hodnot (maximální nadmořská výška je 3000 m).

Motor rypadla je uložený čtyřmi pryžovými silentbloky. Jeho názorné uložení vidíme na *Obr. 22* a *Obr. 23*

7.1.4 Charakteristika kabiny

Kabina rypadla (*Obr. 25*) je tvořena skořepinovou konstrukcí a s celou kompletací váží 458 kg. Tato kabina je uložena na rámu rypadla (*Obr. 22*) pružným uložením přes čtyři silentbloky, které mají zajistit útlum vibrací a také snížení hluku. Pro maximální výhled jsou všechna skla zasazena přímo do kabiny bez použití okenních rámu.

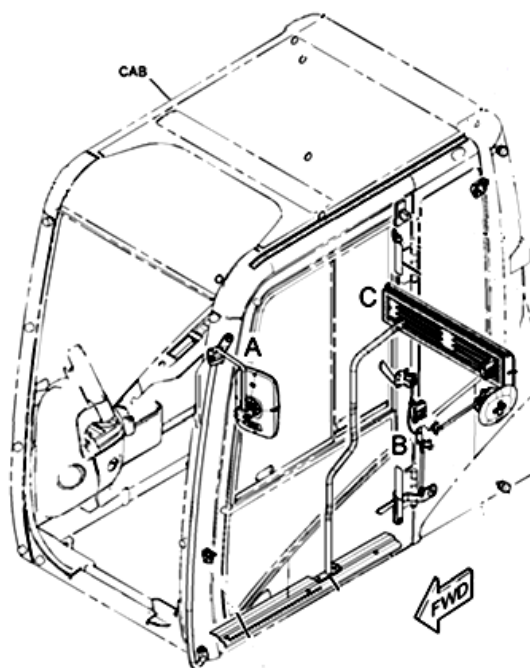
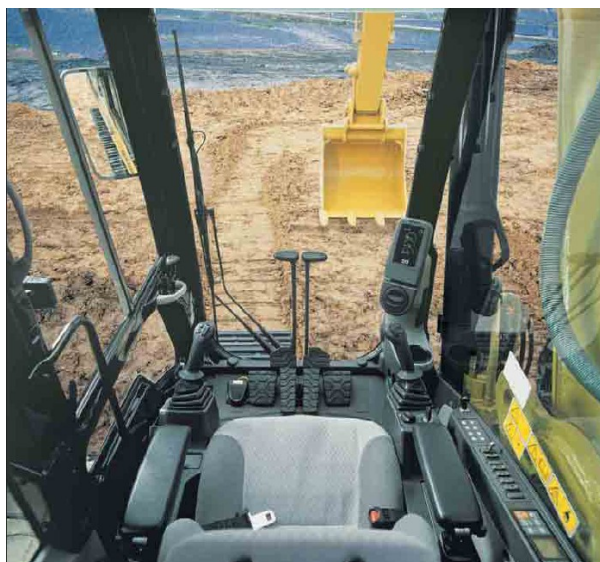
Vnější provedení kabiny - na spodním obvodu vnější konstrukce kabiny jsou použity silnostěnné ocelové trubky. Ty mají zajistit odolnost konstrukce proti únavě materiálu a vibracím. Tento typ provedení kabiny nám umožňuje k ní přišroubovat konstrukci chránící před padajícími předměty (FOGS).

FOGS - Je konstrukce, která je buď součástí kabiny a nebo je připojitelná ke kabině tak, aby zajistila bezpečnost kabiny a tím i obsluhu před padajícími předměty. Konstrukce FOGS musí splňovat normu ISO 10262.

K standardnímu vybavení kabiny patří nucená ventilace s účinnou filtrací a přetlakováním kabiny. Interiér kabiny byl navržen dle současných měřítek s ohledem na ergonomii, komfort, maximální výhled a na bezproblémové ovládání jednotlivých systémů. Pro zlepšení komfortu obsluhy je použito vzduchem odpružené sedačky. Tato sedačka má anatomicky tvarované čalounění s bočním vedením a různá nastavení, které zajišťuje pevné držení těla a dobrý výhled na pracoviště.

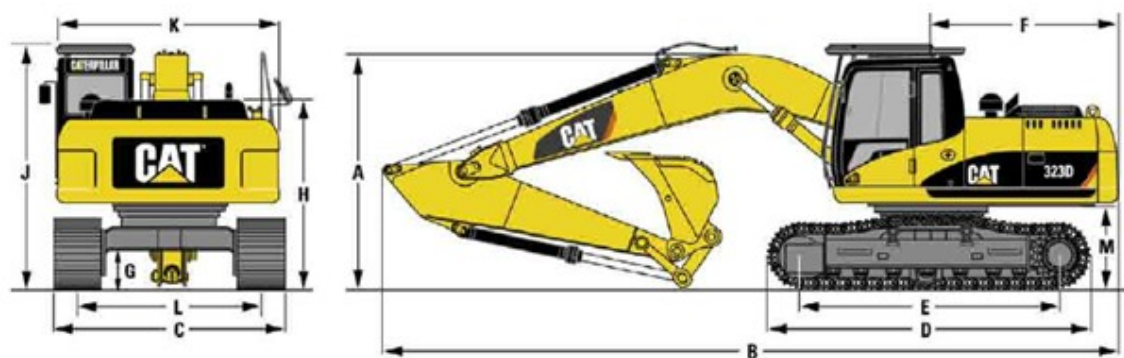
Příslušenství a prvky kabiny:

- sedačka,
- modul s displejem a klávesnicí,
- ovládání klimatu v kabině,
- ovládací páka blokování hydraulických funkcí,
- ovládací páky s tlačítky pro houkačky a automatickým přepnutím na volnoběh,
- ovladače pracovního zařízení,
- stěrač,
- otočný přepínač otáček,
- ovládání řízení a mechanismu otoče.



Obr. 25 Kabina rypadla 323D [12,16]

7.1.5 Rozměry



Obr. 26 Rozměrová charakteristika rypadla 323D [12]

A	Přepravní výška (s lopatou)	dle typu násady v rozmezí 3080-3170 mm
B	Přepravní délka	dle typu násady v rozmezí 9700-10045 mm
C	Přepravní šířka	2980 mm
D	Délka pásu	4450 mm
E	Rozvor pásového podvozku	3650 mm
F	Obrysový poloměr otoč. nástavby	2750 mm
G	Světlá výška	460 mm
H	Výška k vršku otoč. nástavby	2390 mm
J	Výška k vršku kabiny	3050 mm
K	Šířka otočné nástavby	2750 mm
L	Rozchod pásů	2380 mm
M	Světlá výška protizávaží	1020 mm

7.1.6 Hlučnost

Hladina hlučnosti, která působí na obsluhu, měřená podle postupů specifikovaných v normě ISO 6394:1998 je 76 dB (A). To platí s podmínkou, že kabina je správně instalována a řádně udržována a testování se provádí se zavřenými dveřmi a okny.

Hladina vnějšího akustického výkonu je 102 dB (A). Měření se provádí podle zkušebních postupů a podmínek specifikovaných v normě 2005/88/EC

7.2 Měření stroje

Měření bylo prováděno na dvou totožných typech rypadel 323D. Aby byla měření plnohodnotná, bylo zapotřebí měřit na strojích, jejichž doba nasazení byla dostatečně rozdílná. Měřítkem doby nasazení strojů jsou tzv. motohodiny (mth), které nám udávají počet hodin, kdy byl stroj v činnosti (již od nastartovaného motoru). Dvojice měřených rypadel dosahovala 1141 mth (*Obr. 27*) a 3047 mth (*Obr. 28*). Rozdíl této dvojice byl tedy 1902 mth, což se dá považovat za dostatečný rozdíl, aby bylo měření plnohodnotné.

Dále již rypadlo s 1141 mth bude označováno jako rypadlo 1 a rypadlo s 3047 mth pochopitelně označováno jako rypadlo 2.



*Obr. 27 Pohled prvního měřeného
rypadla*



*Obr. 28 Pohled druhého měřeného
rypadla*

7.3 Měření vibrací

Jak již bylo zmíněno, úkolem bakalářské práce je zjištění chování a porovnání těchto strojů, konkrétně jejich rámců a kabin na základě vibrací a hluku. Cílem však nebylo určení působení vlivu vibrací a hluku na zdraví a pohodlí člověka.

7.3.1 Měřicí technika

K měření vibrací bylo použito měřicí techniky od firmy Adash, konkrétně analyzátor Adash A4400-VA4Pro s tříosým akcelerometrem (s magnetickým uchycením). K následnému vyhodnocení naměřených dat byl použit software Adash DDS 2007.



Obr.29 analyzátor Adash A4400-VA4Pro [17]

7.3.2 Volba umístění měřících bodů

Samotné měření se rozvedlo do čtyřech částí - měření soustavy bodů celého rámu a protizávaží při volnoběžných otáčkách, měření soustavy bodů celé kabiny při volnoběžných otáčkách, měření rozběhů na rámu a následné provádění band testu.

Prvním krokem měření byla volba měřících bodů na rámu, protizávaží a kabiny rypadel. Měřicí body pro měření byly určovány tak, abychom byli schopni dostat informace právě o celkovém chování konstrukce kabiny, rámu a protizávaží.

Umístění měřících bodů na rámu a protizávaží



Obr. 30 Boční pohled rypadla



Obr. 31 Čelní pohled rypadla



Obr. 32 Zadní pohled rypadla



Obr. 33 Pravý pohled rypadla

Umístění měřících bodů na levé straně kabiny



Obr. 34 Levá strana kabiny při otevřených dveřích



Obr. 35 Levý pohled kabiny

Umístění měřících bodů na pravé straně kabiny



Obr. 36 Pravý přední pohled kabiny



Obr. 37 Pravý zadní pohled kabiny

Umístění měřících bodů na střešní části kabiny

Obr. 38 Pohled na kabinu z vrchu

Vhledem ke komplexnímu měření vibrací, kdy se měřilo ve všech třech osách a zároveň na různých stranách rámu, protizávaží a kabiny bylo zapotřebí si ujednotit měřicí směry. Volbu měřících směrů vidíme na obr. 39.



Obr. 39 Naznačení měřících směrů

Dále tříosý snímač měří vibrace ve třech jeho naznačených osách x, y, z. Tyto osy představují dohromady axiální, radiální a vertikální měřicí směry. Každá z těchto os může představovat vždy jiný měřicí směr, to závisí na místě měřeného objektu a na poloze přiloženého snímače. Např. při měření rámu v bodě 1 osa snímače x představovala vertikální směr, osa y představovala horizontální směr a osa z představovala axiální směr. Zatímco např. při měření rámu v bodě 6 tyto osy představují již jiné měřicí směry, konkrétně osa x představovala měřicí směr vertikální, osa y představovala směr axiální a osa z směr horizontální. Proto bylo také nutné si polohu snímače při každém bodu měření důkladně zaznamenat. Díky těmto opatřením jsme schopni přesně identifikovat jaký naměřený signál představoval měřicí směr.

7.3.3 Výsledky měření

Pro lepší představu jsou uvedeny všechny naměřené hodnoty RMS v pásmu 10-1000 Hz rypadel 1 a rypadel 2

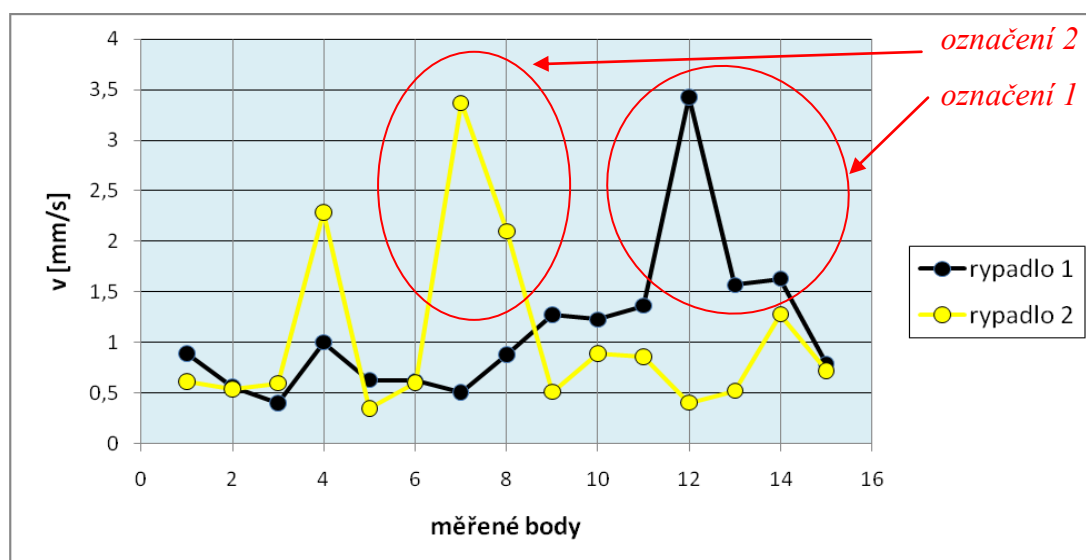
Tab. 2 Naměřené hodnoty RMS v pásmu 10-1000 Hz

	body	RMS [mm/s] ve vertikálním směru		RMS [mm/s] v horizontálním směru		RMS [mm/s] v axiálním směru	
		Rypadlo 1	Rypadlo 2	Rypadlo 1	Rypadlo 2	Rypadlo 1	Rypadlo 2
RÁM A PROTIZÁVAŽÍ	1	0,893668	0,614157	0,574851	0,613405	0,338394	0,336377
	2	0,560213	0,542863	0,570255	0,442341	0,261352	0,421211
	3	0,401873	0,59752	0,503491	0,572217	0,263539	0,469374
	4	1,002828	2,286165	0,477846	0,732603	0,258727	0,525376
	5	0,629779	0,348447	2,823483	1,426907	0,520908	0,297773
	6	0,620708	0,600775	0,542874	0,424032	0,120944	0,162707
	7	0,508098	3,368994	0,335713	1,354284	0,191446	0,905451
	8	0,878415	2,101751	0,72651	0,528278	0,26761	0,491434
	9	1,277715	0,512796	0,580561	0,511792	0,647645	0,315533
	10	1,226871	0,8925	0,742242	0,44686	0,410176	0,361451
	11	1,364303	0,859827	0,339206	0,387278	0,753865	0,426388
	12	3,427888	0,406539	0,877087	0,383477	0,779746	0,370989
	13	1,568073	0,52212	0,451359	0,502355	0,305987	0,25846
	14	1,631488	1,278883	0,409921	0,518122	0,417265	0,394875
	15	0,788827	0,719067	0,543242	0,45561	0,340136	0,621603
KABINA	16	0,75706	0,530749	0,482671	0,226196	0,179114	0,557036
	17	0,206453	0,377599	0,458094	0,428594	0,267728	0,354324
	18	0,205307	0,48157	0,488251	1,12482	0,342016	0,62068
	19	0,8722	0,542437	0,294924	0,717689	0,251447	0,773952
	20	0,177168	0,346017	0,251307	0,6868	0,18414	0,216369
	21	0,156915	0,371614	0,241636	0,543404	0,399828	0,759578
	22	0,668406	0,444165	0,535318	0,854889	0,335256	0,717194
	23	0,479352	0,428248	0,511445	0,847813	0,21135	0,227631
	24	0,30859	0,984089	0,423482	0,75536	0,144448	0,183349
	25	0,178355	0,960054	0,694148	2,031671	0,299354	0,184618
	26	0,555087	0,357675	0,595126	0,720449	0,347369	0,455338
	27	0,375324	0,456304	0,54126	0,661386	0,504574	0,615037
	28	0,743272	0,329581	1,594283	0,774835	0,703159	0,747431
	29	0,424747	0,298956	0,784725	0,713283	0,506838	0,762318
	30	0,235096	0,387003	0,330287	0,456654	0,215437	0,131048
	31	0,33046	0,476029	0,387262	0,492547	0,310812	0,518458
	32	0,253282	0,287781	0,364067	0,5218	0,350385	0,551146
	33	1,718791	1,278883	0,26382	0,881387	0,409989	0,883501
	34	0,579671	0,242558	0,31904	0,460698	0,219286	0,195456

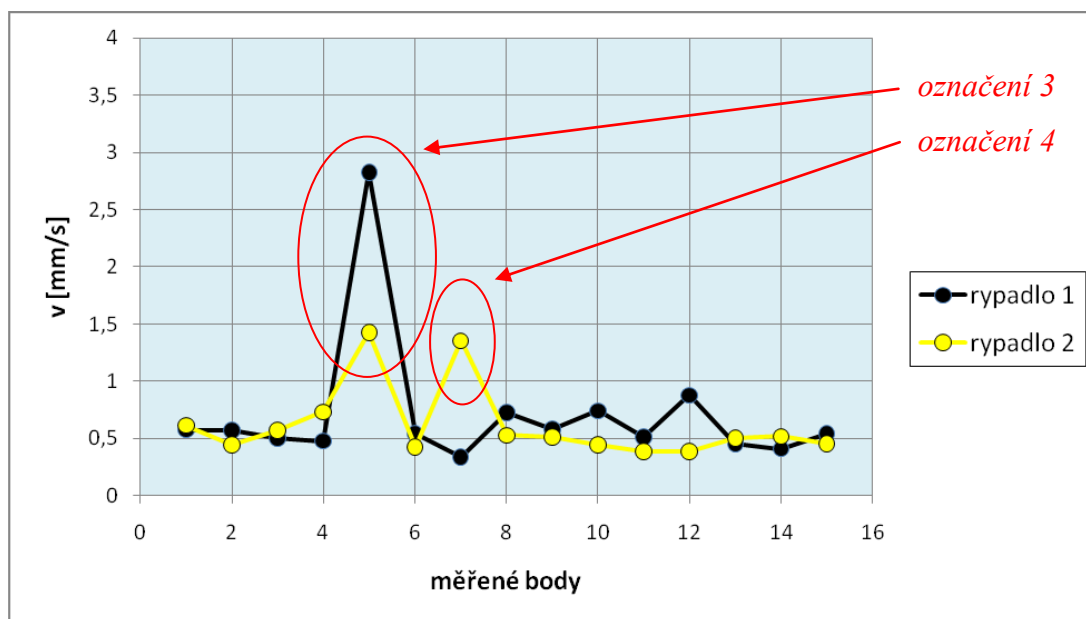
Rám a protizávaží rypadla

Porovnáním grafů (Obr 40.-42.) lze usoudit, že největší energie vibrací je přenášena ve vertikálním směru a naopak nejmenší energie ve směru axiálním. To je dáno příčně vertikálním uložením motoru, kde největší síly od motoru působí právě nejvíce ve vertikálním směru (klikový mechanismus a síly od vznícení nafty). V tomto směru měl rám rypadla 1 největší vibrace na čelní straně, konkrétně nejvíce v místě stupaček (označení 1), kde dosahovala RMS hodnoty 3,43 mm/s. Kdežto u rypadla 2 jsou největší energie vibrací v oblasti pravého zadního rohu rámu a protizávaží (označení 2), kde dosahovaly efektivních hodnot až 3,37 mm/s. V horizontálním směru byly naměřeny největší vibrace na levém zadním rohu protizávaží a to u obou rypadel (označení 3). U rypadla 2 byly také zvýšené vibrace i na pravém zadním rohu protizávaží (označení 4). Tyto naměřené větší vibrace v místech na zadních rozích rypadla mohou být dány způsobem uložení protizávaží (viz. Obr. 22), které je uchyceno pouze na jeho prostřední části pevně k rámu pomocí čtyř šroubů (viz. Obr. 24) V axiálním směru, z pohledu celého rámu a protizávaží obou rypadel, byly vibrace ve všech měřených bodech nejvíce vyrovnané a vykazovaly velice malé efektivní hodnoty vibrací, které nepřesáhly 1 mm/s.

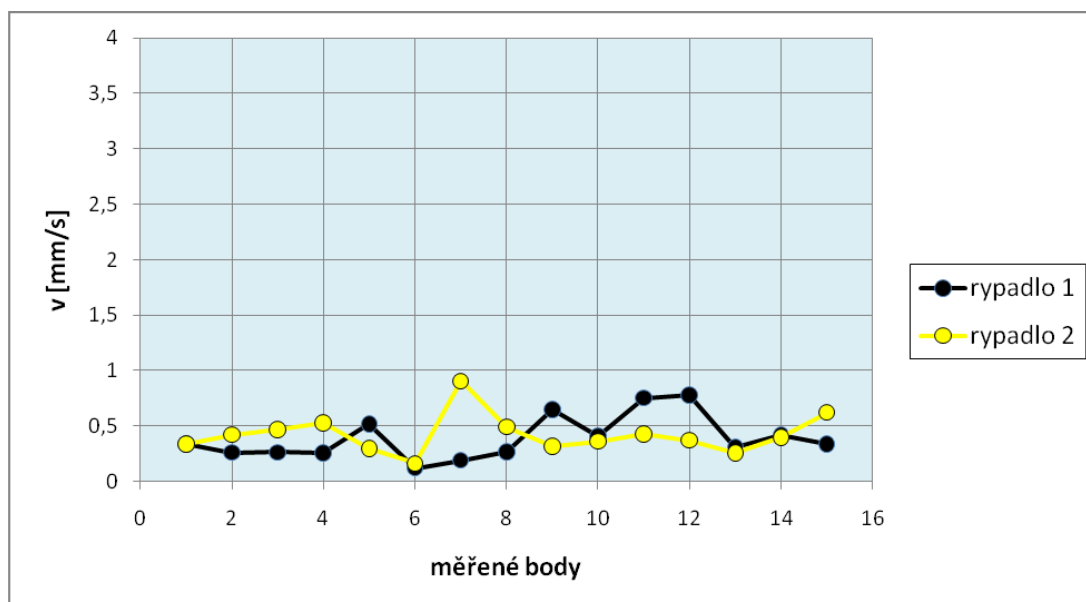
V rámci celkového porovnání rámu lze říci, že ani jeden z nich nevykazoval horší či lepší výsledky, až na rozdíly ve vertikálních směrech.



Obr. 40 provnání RMS ve vertikálním směru na rámu a protizávaží



Obr. 41 Porovnání RMS v horizontálním směru na rámu a protizávaží



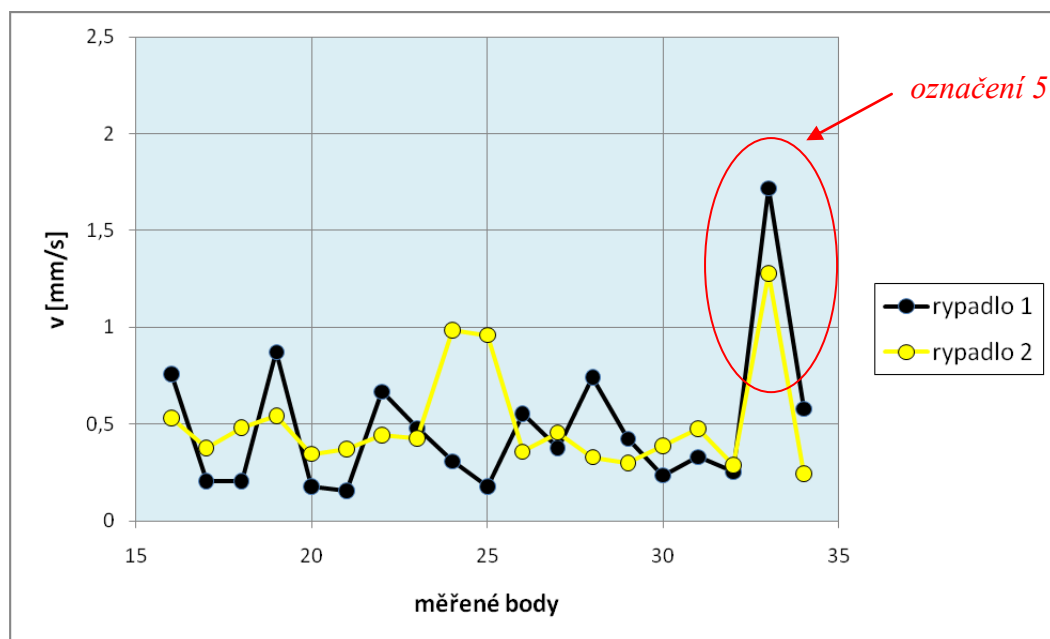
Obr. 42 Porovnání RMS v axiálním směru na rámu a protizávaží

Kabina rypadla

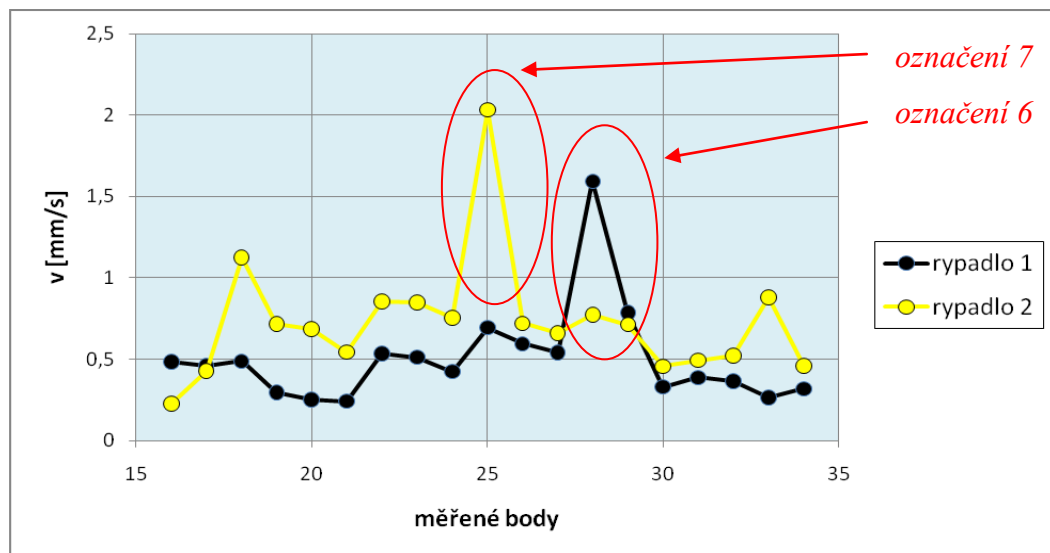
Při porovnání grafů (Obr 43.-45.) můžeme vyvodit, že ve vertikálním směru je RMS největší na samotné střeše kabin obou rypadel (*označení 5*). To je zřejmě způsobeno menší tuhostí použitého plechu, avšak RMS zde není příliš vysoká na to, aby se mohlo uvažovat o problému. V horizontálním směru kabina rypadla 1 vykazovala největší vibrace na pravém předním sloupku (*označení 6*), kde v této oblasti jsme naměřili až 1,59 mm/s. Kabina rypadla 2 měla v tomto směru maximální RMS v místě levého zadního horního rohu kabiny (*označení 7*), kde dosahovala hodnot 2,03 mm/s.

V axiálním směru byly efektivních hodnoty vibrací poměrně nízké a nepřesáhly opět více jak 1 mm/s.

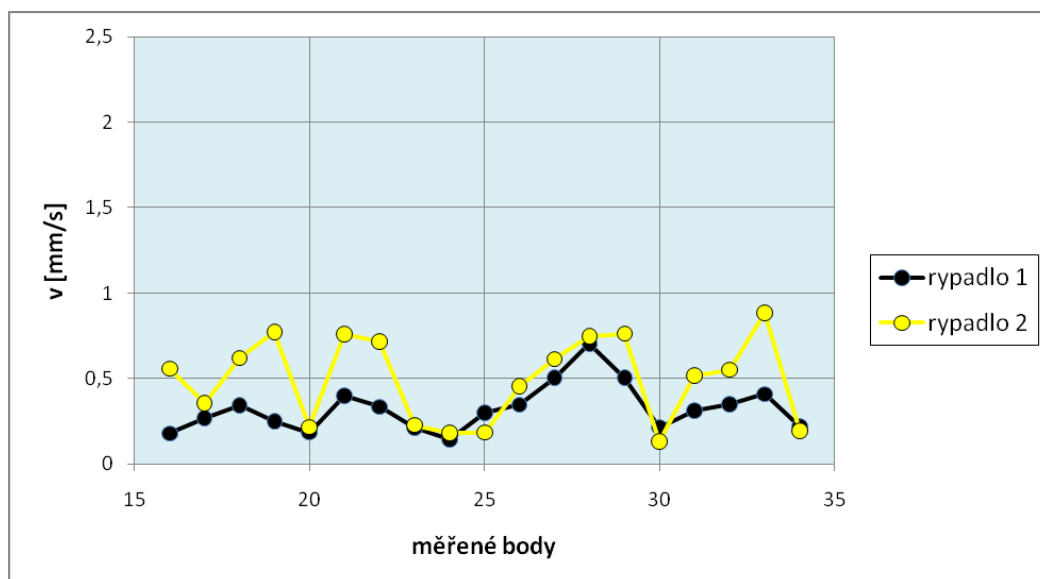
V rámci celkového porovnání kabin, lze dojít k závěru, že kabina rypadla 2 vykazovala horší výsledky, čili větší vibrace, než kabina rypadla 1 a to konkrétně v horizontálním a axiálním směru. I když se nejedná o značný rozdíl vibrací, může dojít u kabiny rypadla 2 ke zvýšení hlučnosti, avšak nečeká se její razantní zvýšení.



Obr. 43 Porovnání RMS ve vertikálním směru na kabině

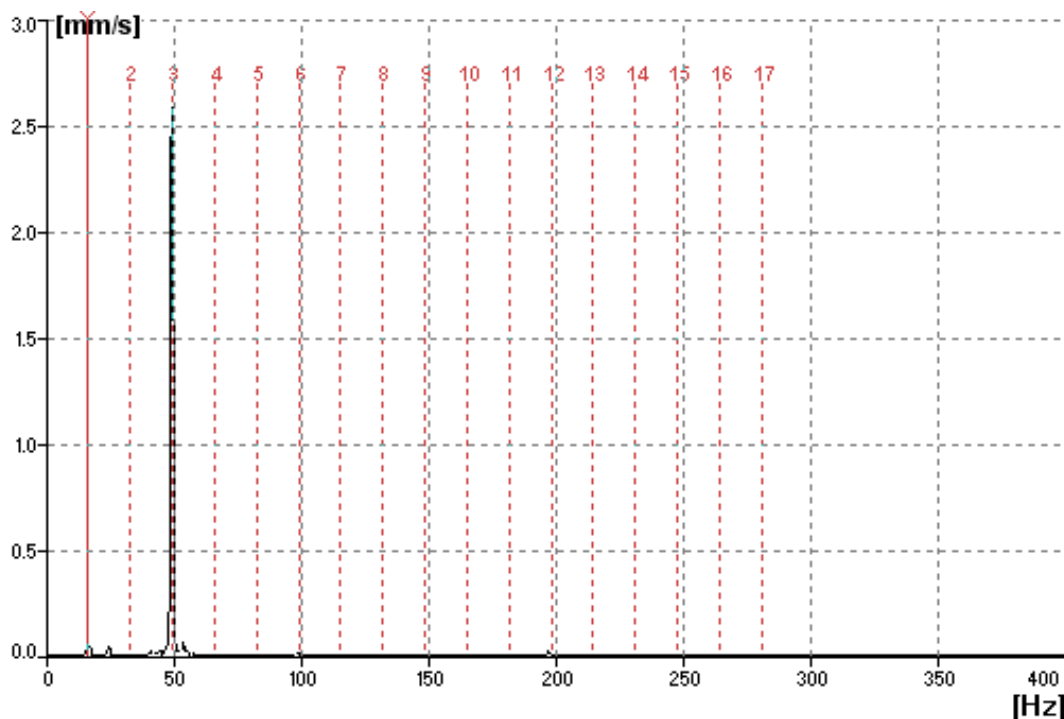


Obr. 44 Porovnání RMS v horizontálním směru na kabině

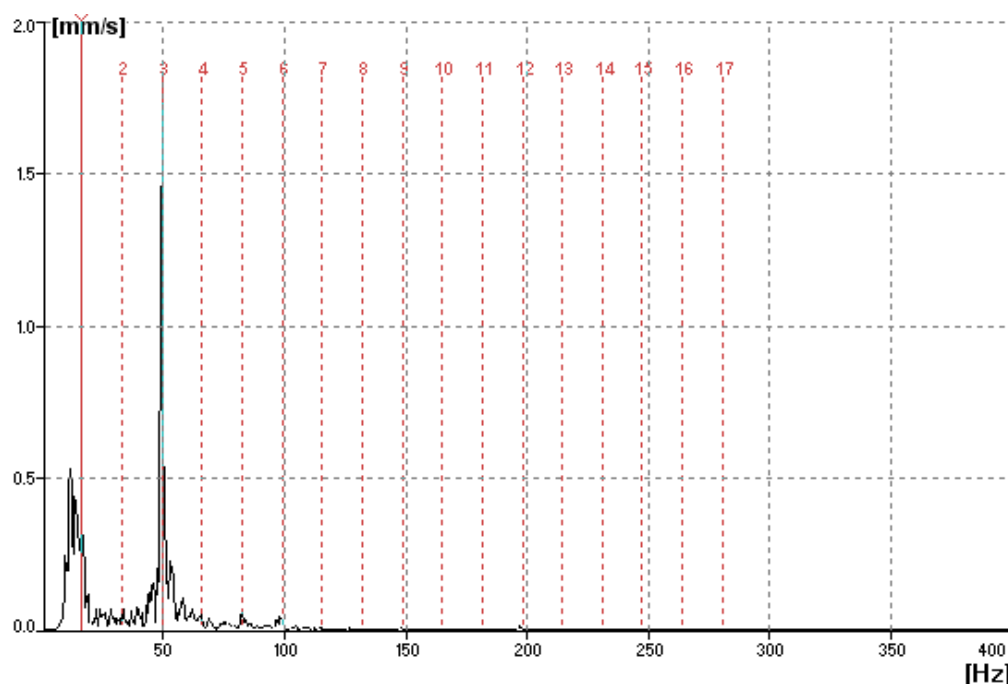


Obr. 45 Porovnání RMS v axiálním směru na kabině

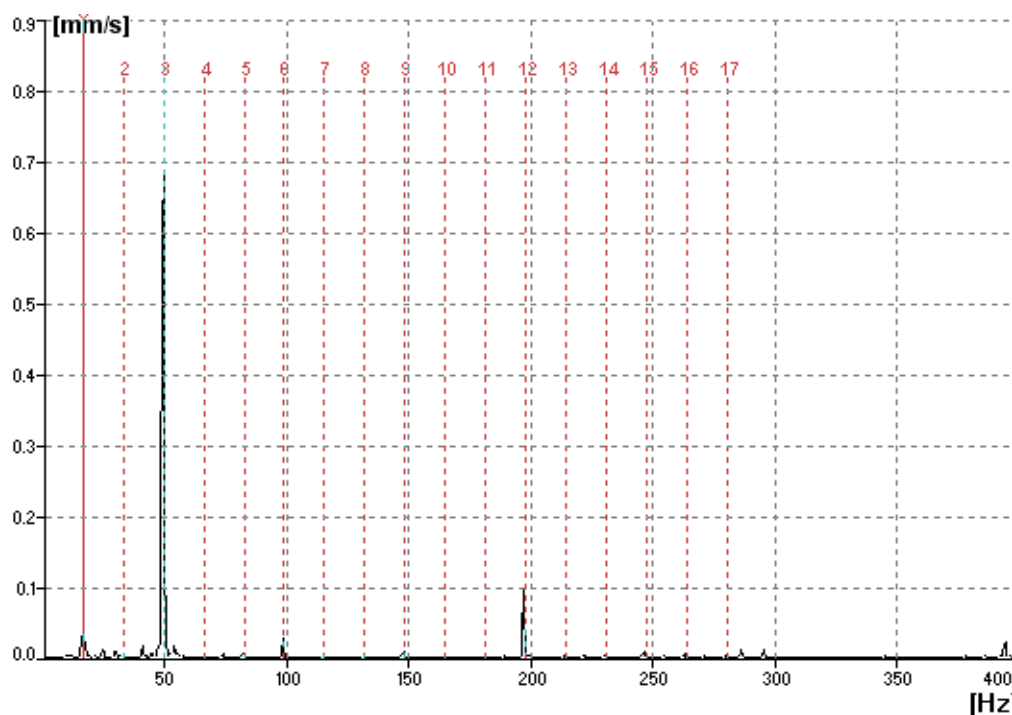
Pro zajímavost je vhodné přiložit frekvenční spektra z těch bodů, které vykazovaly největší hodnoty RMS v jednotlivých měřicích směrech. Vzhledem k tomu, že největší hodnoty byly dosahovány na rámu a protizávaží, budou tudíž všechna poukázaná frekvenční spektra z rámu a protizávaží.



Obr. 46 Frekvenční spektrum z vertikálního směru na rámu a protizávaží rypadla 1 z bodu 12



Obr. 47 Frekvenční spektrum z horizontálního směru na rámu a protizávaží rypadla 1
z bodu 5



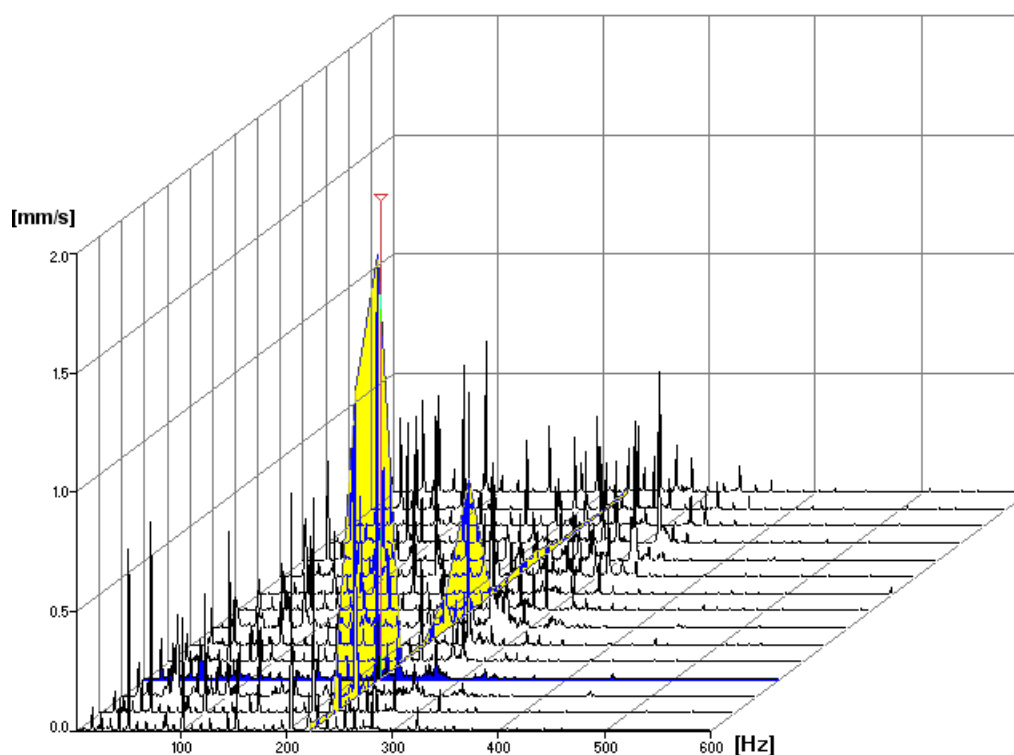
Obr. 48 Frekvenční spektrum z axiálního směru na rámu a protizávaží rypadla 2
z bodu 7

Ze zobrazených frekvenčních spekter v jednotlivých směrech můžeme vidět, že rám a protizávaží jsou buzeny nejenom otáčkovou frekvencí (16,5 Hz), ale zejména jejím třetím násobkem (49,5 Hz). Tato dominantní amplituda na třetím násobku otáčkové frekvence je dána působením čtyřdobého řadového šestiválce uloženého

napříč, u něhož dojde během jedné otáčky klikového hřídele k třem vznícením nafty v pracovních válcích. Pak platí vzhledem k uložení motoru, že tento třetí násobek bude největší ve vertikálním směru a naopak nejmenší ve směru axiálním. Ve vertikálním směru jsou tyto amplitudy největší, protože vznícením nafty vznikne ráz, který tlačí píst dolů, který se pohybuje ve vertikálním směru. Poměrně velké amplitudy jsou i v horizontálním směru a to zejména vlivem působení odstředivých sil ze složeného pohybu ojníc (přímočarý vratný a rotační pohyb). Dále pak nejmenší amplitudy třetího násobku v axiálním směru jsou nejmenší proto, že v tomto směru nepůsobí přímo žádný prvek klikového mechanismu.

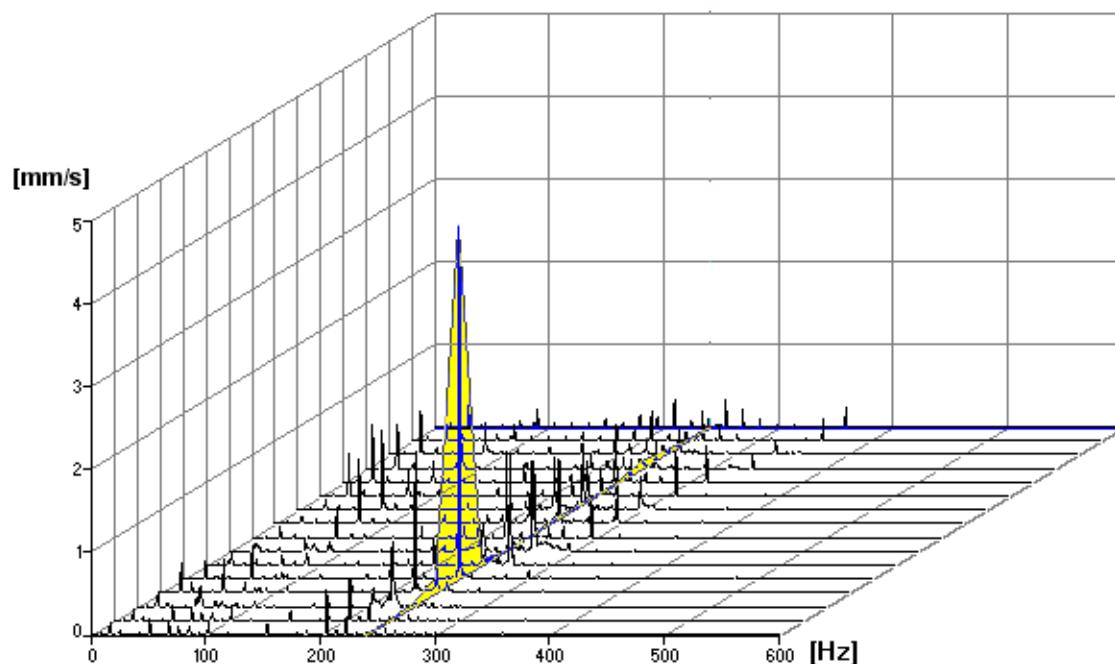
V další části bylo prováděno měření rozběhů na rámech v bodech 2, 9, 11 a také na kabinách v bodě 3 (střecha kabiny) obou rypadel. Vzhledem k velkému množství naměřených rozběhů a také skutečnosti, že se nejvíce vibrace projevovaly na rámu a protizávaží ve vertikálním směru, budou poukázány rozběhy právě z této oblasti.

Z naměřených rozběhů si šlo povšimnout, že největší amplitudy vibrací byly v oblasti kolem 220 až 330 Hz. Zde na těchto frekvencích dosahovaly špičky hodnot až 1,8 mm/s. Lze tedy říci z těchto rozběhů, že na rámu (na jeho jednotlivých dílcích) dochází k jistým rezonancím, ale vzhledem k docela velké tuhosti rámu jsou špičky na těchto frekvencích poměrně malé a nemůžeme tudíž hovořit o problémech dané konstrukce. V následujícím obrázku vidíte rozběh, který je obvyklý pro měřené rámy.

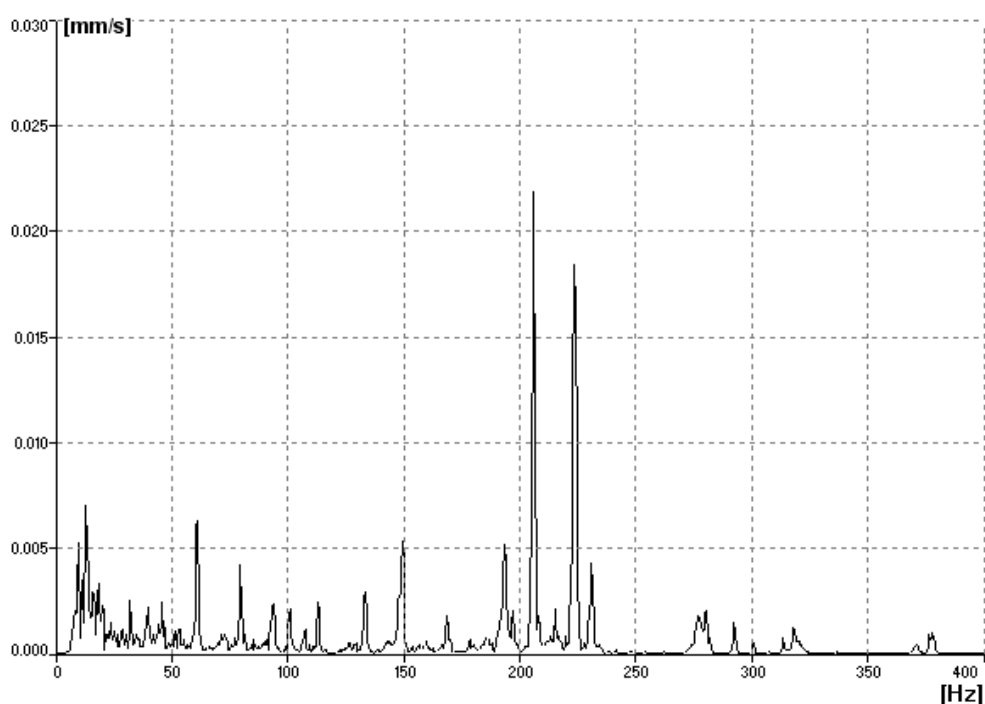


Obr. 49 Spektrum rozběhu rypadla 2 v bodě 11 - zvýrazněné amplitudy při 222,5 Hz

Vyjímkou byl ovšem rozběh z rypadla 2 v bodě 9 (opět rám), kde si lze všimnout velké špičky o hodnotě 4,3 mm/s při frekvenci 241 Hz. Po prohlednutí frekvenčního spektra z provedeného band testu v blízkosti tohoto bodu jsme došli k závěru, že tato amplituda může být vyvolána rezonancí. Ve frekvenčním spektru band testu jsou totiž vidět špičky v oblasti 200-250 Hz, což nasvědčuje vzniku rezonance právě při frekvenci 241 Hz. Ta může být příčinou vzniku právě velké amplitudy při této frekvenci na této části rámu rypadla 2.



Obr. 50 Spektrum rozběhu rypadla 2 v bodě 9 - zvýrazněné amplitudy při 241 Hz



Obr. 51 Frekvenční spektrum z band testu z blízkosti měřeného bodu 9 na rámu rypadla 2

I když to není cíl bakalářské práce, lze na základě efektivních hodnot vibrací bodů 1, 13, 16, 26, které jsou bezprostředně v blízkosti předního uložení rámu a kabiny, přibližně stanovit, jakou mají vlastnost tlumení vibrací použité silentbloky. Za pomoci bodů 1 a 16 se určovala vlastnost tlumení levého předního silentbloku a za pomoci bodů 13 a 26 se určoval silentblok na pravé přední straně. Vlastnost tlumení zadního uložení nebyla určována, neboť nebyly k dispozici jednak vhodné body, ale také vhodná místa k měření. Naměřené RMS těchto bodů v jednotlivých směrech vidíme v *Tab. 3*.

Tab. 3 Celkové hodnoty vibrací v blízkosti předních silentbloků

		Rypadlo 1			Rypadlo 2		
		RMS v pásmu 10-1000 Hz [mm/s]			RMS v pásmu 10-1000 Hz [mm/s]		
		měřicí směr			měřicí směr		
		vertikál	horizontál	axiál	vertikál	horizontál	axiál
silentblok levý přední	rám (1)	0,9	0,6	0,3	0,6	0,6	0,3
	kabina (16)	0,8	0,5	0,2	0,5	0,2	0,6
	útlum [%]	11	17	33	17	67	-
silentblok pravý přední	rám (13)	1,7	0,5	0,3	0,5	0,5	0,3
	kabina (26)	0,6	0,6	0,3	0,4	0,7	0,5
	útlum [%]	65	-	0	20	-	-

Z naměřených hodnot uvedených v *Tab. 3* lze vidět, že silentbloky na předním uložení vibrace příliš netlumí, ba dokonce v některých směrech byly vibrace vyšší, čili vibrace na kabině dosahovaly vyšších hodnot než na rámu. Ovšem z důvodu velice malých naměřených hodnot nelze říci, že by se jednalo o vadu silentbloků. Dále bychom měli přihlídnout i k té skutečnosti, že vibrace na rámu jsou již tak malé, že je pryžový silentblok vlivem vlastní tuhosti nemusí již být schopen razantně utlumit.

7.4 Měření hluku

7.4.1 Měřicí technika

K měření a vyhodnocení hladiny akustického tlaku v kabině byl použit hlukoměr Brüel & Kjaer 2238 Mediator se softwarem BZ 7126. Tento hlukoměr byl nastaven na měření ekvivalentní hladiny akustického tlaku s váhovým filtrem A (L_{eqA}).



Obr. 52 Hlukoměr BK 2238 Mediator

7.4.2 Měření

Měření bylo prováděno tak, aby bylo v souladu s normou ISO 6394:1998. Tato norma zároveň udává, že maximální hladina hlučnosti nesmí překročit hodnotu 76 dB(A) při zavřených dveřích a zasunutém okně.

Měření hlučnosti se provádělo při volnoběžných otáčkách, pracovních a maximálních otáčkách. Jak již bylo zmíněno, pracovní otáčky motoru jsou odstupňovány po sedmi stupních v celém rozsahu od volnoběžných do maximálních otáček motoru v závislosti na pracovním zatížení rypadla. V jednotlivých režimech otáček byl hluk měřen po dobu jedné minuty, kdy tento čas představuje dobu průměrování tohoto měřeného hluku. Hlukoměr byl umístěn na úrovni hlavy, přičemž k jeho uchycení bylo využito opěrky hlavy. Konkrétní umístění hlukoměru je patrné z Obr. 53

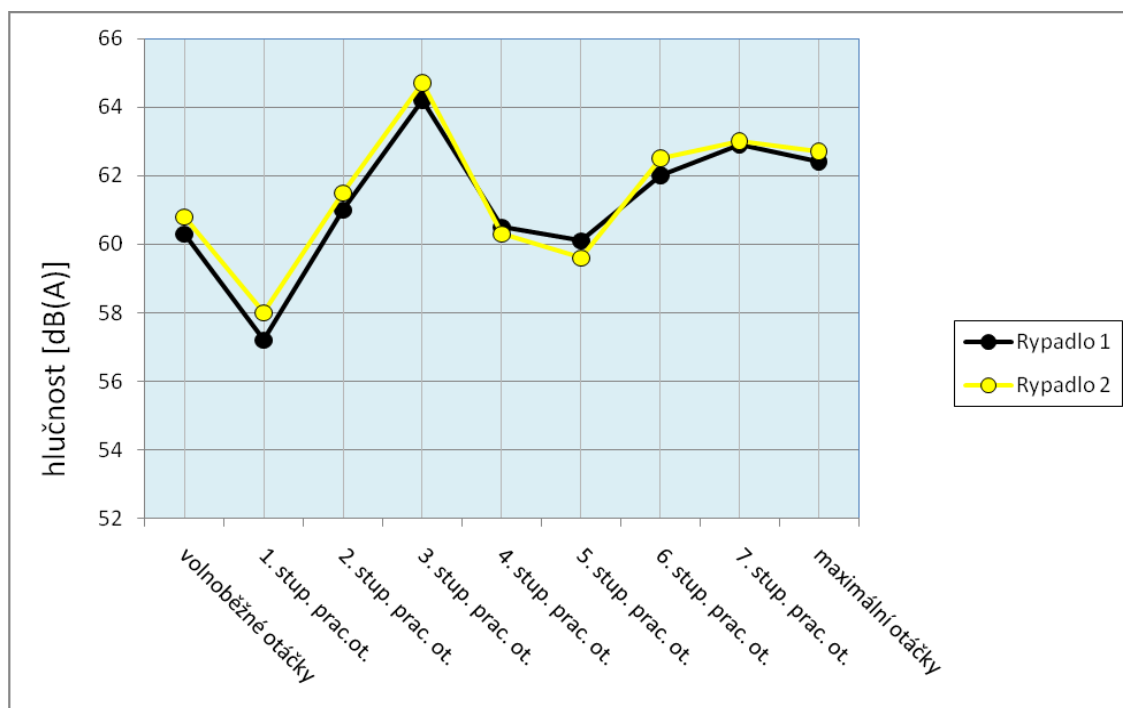


Obr. 53 Způsob uchycení hlukoměru

Naměřené hodnoty

Tab. 4 Naměřené ekvivalentní hladiny akustického tlaku s váhovým filtrem A u rypadel
1 a 2 v jednotlivých režimech otáček

	Rypadlo 1	Rypadlo 2
režimy otáček	L_{eq} [dB(A)]	L_{eq} [dB(A)]
volnoběžné otáčky	60,3	60,8
1. stupeň pracovních otáček	57,2	58,0
2. stupeň pracovních otáček	61,0	61,1
3. stupeň pracovních otáček	64,2	64,5
4. stupeň pracovních otáček	60,5	60,3
5. stupeň pracovních otáček	60,1	60,1
6. stupeň pracovních otáček	62,0	62,5
7. stupeň pracovních otáček	62,9	63,0
maximální otáčky	62,4	62,7



Obr. 54 Porovnání hlučnosti rypadla 1 a rypadla 2

Z naměřených hodnot je patrné, že v žádném režimu otáček nedošlo k překročení hodnoty 76 dB(A), přičemž nejmenší hlučnost v kabinách byla dosažena při prvním stupni pracovních otáček, konkrétně u rypadla 1 byla naměřena hodnota 57,2 dB(A) a u rypadla 2 byl hluk 58,0 dB(A). Naopak maximální hluk v kabinách byl naměřen při třetím stupni prac. otáček, konkrétně u rypadla 1 je 64,2 dB(A) a u rypadla 2 je 64,5 dB(A). Co se týče celkového porovnání hluku u měřených rypadel lze říct, že v kabině rypadla 2 byly neměřeny větší hladiny hlučnosti než v případě kabiny rypadla 1, ovšem tyto rozdíly jsou nepatrné.

Závěr

Předložená bakalářská práce se zabývala měřením a využitím metod bezdemontážní diagnostiky, konkrétně vibrodiagnostiky a hlukové diagnostiky, kdy účelem bylo zjištění chování jednotlivých částí strojů a jejich vzájemné porovnání. V této bakalářské práci jsme došli k následujícím výsledkům. Jak bylo předpokládáno, největší vibrace se vyskytovaly ve vertikálním směru a to konkrétně na rámu a protizávaží obou strojů, což bylo způsobeno uložením motoru. Vibrace se zde pohybovaly v průměru u rypadla 1 1,12 mm/s a u rypadla 2 1,04 mm/s. Co se týče vibrace kabin strojů, tak vibrace ve vertikálním směru zde byly menší v porovnání s rámem a protizávažím a pohybovaly se v průměru u rypadla 1 0,49 mm/s a u rypadla 2 0,50 mm/s. Největší vibrace na kabinách byly ovšem naměřené v horizontálním směru, kde u rypadla 1 byly vibrace v průměru 0,50 mm/s a u rypadla 2 0,73 mm/s. Při porovnání kabin jsme zjistili, že v horizontálním a axiálním směru kabina rypadla 2 vykazovala větší vibrace než kabina rypadla 1, ovšem jednalo se o nepatrné změny. V rámci celkového chování strojů, můžeme dojít k závěru, že naměřené vibrace nepoukázaly na žádný problém konstrukce a vzhledem k celkovému porovnání můžeme říci, že i když rypadlo 2 mělo o 1902 mth. více, tak jeho velikost vibrací je takřka shodná s rypadlem 1.

Při měření hluku jsme došli k hodnocení, že obě dvě rypadla splnila normu ISO 6394:1998 a nedošlo k překročení hladiny hlučnosti 76dB(A), ba dokonce hladiny hlučnosti obou strojů se pohybovaly hluboko pod touto hodnotou, přičemž rypadlo 2 vykazovalo takřka ve všech režimech otáček (krom 4. a 5. stupně pracovních otáček) větší hladiny hlučnosti, ovšem rozdíl nikdy nepřesáhl hodnotu o více jak 0,5 dB(A).

PODĚKOVÁNÍ:

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu ostravské pobočky firmy Phoenix-Zeppelin Aleši Štěpandovi a vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Blatovi za čas a ochotu při realizace bakalářské práce.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] HELEBRANT F., ZIEGLER J. (2006): *Technická diagnostika a spolehlivost II. Vibrodiagnostika*. 1. vydání. Vysoká škola Báňská - technická univerzita Ostrava. Studijní text. ISBN 80-7044-814-8
- [2] STUDENÝ M. (2009): *Animace tvarů kmitů provozních vibrací osobního auta*. Ostrava. Diplomová práce na Strojní fakultě vysoké školy Báňské na katedře výrobních strojů a konstruování. Vedoucí diplomové práce doc. Dr. Ing. Pavel Němeček.
- [3] KRISTEN J. (2010): *Optimalizace konstrukce kabiny lesního vyvážecího stroje*. Ostrava. Diplomová práce na Strojní fakultě vysoké školy Báňské na katedře výrobních strojů a konstruování. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Blata.
- [4] KADULEC P. (2008): *Vliv teploty na snímače vibrací*. BRNO. Diplomová práce na fakultě strojního inženýrství na vysokém učení technickém v Brně na katedře automatizace a informatiky. Vedoucí diplomové práce Ing. Daniel Zuth.
- [5] SÝKORA B. (2008): *Odpružení kabin strojů*. BRNO Bakalářská práce na fakultě Strojního inženýrství vysokého učení technického v Brně na katedře automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph. D.
- [6] ZUTH, Daniel; VDOLEČEK, František. *Měření vibrací ve vibrodiagnostice*. Automa [online]. 2010, č.01, [cit. 2011-01-29]. Dostupné z WWW: <[http:// www. odbornecasopisy. cz/ res/ pdf/ 40375. pdf](http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/40375.pdf)>.ISSN 1210-9592.
- [7] *Bezdemontážní diagnostika* [online]. [citováno 29.ledna 2011]. Dostupné z WWW: <[http:// www. jaz. cz/ bezdemontazni_ diagnostika. html](http://www.jaz.cz/bezdemontazni_diagnostika.html)>.

- [8] *Vibration amplitude measurement* [online]. [citováno 29.ledna 2011]. Dostupné z WWW: <[http:// www. dliengineering. com/ vibman/ vibrationamplitudemeasurement. htm](http://www.dliengineering.com/vibman/vibrationamplitudemeasurement.htm)>.
- [9] *Rezonance* [online]. [citováno 29.ledna 2011]. Dostupné z WWW: <[http:// wapedia. mobi/ cs/ Resonance](http://wapedia.mobi/cs/Resonance)>.
- [10] *Model 797V piezoelektrický snímač rychlosti* [online]. [citováno 29.ledna 2011]. Dostupné z WWW: <[http:// www. profess. cz/ pdf_mms_cz/ w797Vcz. pdf](http://www.profess.cz/pdf_mms_cz/w797Vcz.pdf)>.
- [11] *Snímače dráhy na principu vířivých proudů* [online]. [citováno 29.ledna 2011]. Dostupné z WWW: <[http:// http:// www. profess. cz/ snimace_drahy. php](http://http://www.profess.cz/snimace_drahy.php)>.
- [12] *Phoenix-Zeppelin* [online]. c2009 [cit. 2011-01-29]. Dostupné z WWW: <<http://www.p-z.cz/cs/site/pz-uvodni-strana.htm>>
- [13] *Základy akustiky a hlukové diagnostiky* [online].[cit. 2011-01-31]. Dostupné z WWW: <[http:// www. rss. tul. cz/ download/ tdg/ p7_hluk.pdf](http://www.rss.tul.cz/download/tdg/p7_hluk.pdf)>
- [14] *VIBRACE* [online].[cit. 2011-01-31]. Dostupné z WWW: < [http:// www. bozpinfo. cz/ priloha/ vibrace. pdf](http://www.bozpinfo.cz/priloha/vibrace.pdf)>
- [15] *Vibrodiagnostika* [online]. [citováno 4.dubna 2011]. Dostupné z WWW: <[www. cdm. cas. cz/ czech/ hora/ vyuka/ tdk/ sem2006/ VD_JANDOVA. ppt](http://www.cdm.cas.cz/czech/hora/vyuka/tdk/sem2006/VD_JANDOVA.ppt)>.
- [16] *Caterpillar* [online]. [citováno 13.dubna 2011]. Dostupné z WWW: <[https:// sis. cat. com/ sisweb/ servlet/ cat. cis. sis. PController. CSSISConfigServlet](https://sis.cat.com/sisweb/servlet/cat.cis.sis.PController.CSSISConfigServlet)>
- [17] *Adash* [online]. [citováno 14.dubna 2011]. Dostupné z WWW: <[http:// www. adash. cz](http://www.adash.cz)>